

VŠB Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Přepravní zdvihadlo

Transport Hoist Unit

Student: Štěpán Macošek

Vedoucí diplomové práce:

prof. Dr. Ing. Miloš Němček

Ostrava 2014

Zadání DP

Poděkování:

Děkuji panu prof. Dr. Ing. Miloši Němčkovi za rady, podněty a připomínky při zpracování mé bakalářské práce

.

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl všechny podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, же Высoкá škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, же odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Štěpán Macošek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Bolatice, Polní 636/6, 74723

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Macošek, Š. Přepravní zdvihadlo: diplomová práce. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2014. Vedoucí práce: Němček, M.

Diplomová práce se zabývá návrhem a výpočtem nosné konstrukce přepravního zdvihadla. V úvodu jsou srovnány různé typy konstrukcí a na jejich základě je poté navrhnuo řešení, které je následně pevnostně kontrolováno dle příslušných norem pro zdvihací zařízení. Toto řešení je rozděleno na dva mezní stavy, které jsou řešeny jednotlivě, a konstrukce je dimenzována vždy pro horší případ. Přepravní zdvihadlo je následně kontrolováno na stabilitu. V poslední části je pak popsána manipulace se zdvihadlem a jeho složení. Navržené přepravní zdvihadlo lze využít k přemístění břemene v prostoru s dosahem palety ve skříňovém nákladním automobilu (dle typu) cca 1500mm.

ANNOTATION OF DIPLOM'S WORK

Diplom's work deals with a projekt a calculation of a supporting construction of transport hoist unit. In the introduction there is a comparison of different types of constructions, and on its basics, there is a suggested solution, which is then checked according to the standards for lifting device. This solution is divided into two limit conditions, which are solved individually, and the construction is always dimensioned for the worse case. Then the hoist unit is checked against the overturn. In the last part is then describes the handling of the hoist and its composition. Designed hoist can be used to move the load in the space with a range of palette in a box truck (according to type) cca 1500.

Seznam použitých značek a symbolů

A	[mm ²]	Plocha průřezu teleskopické tyče
F	[N]	síly
J	[mm ⁴]	kvadratické momenty
K	[-]	bezpečnostní koeficient
L	[mm]	výška zdvihadla
M _o	[N·m]	ohybové momenty
R	[F]	reakce
R _e	[MPa]	mez kluzu jednotlivých materiálů
R _m	[MPa]	mez pevnosti jednotlivých materiálů
W _o	[mm ³]	průřezový modul v ohybu
a	[mm]	vzdálenost osy kladky k podpoře
b	[mm]	rozteč kladek na rameni
c	[mm]	vzdálenost těžiště ramene k ose kladky
d	[mm]	vzdálenost osy kladky od osy sloupu
e	[mm]	vzdálenost těžiště podvozku od podpory
f	[mm]	rozteč podpor
g	[mm]	vzdálenost působíště síly v tel. tyči k podpoře
h	[mm]	výška sloupu
i	[mm]	vzdálenost osy kladky a podpory R ₂

j	[mm]	vzdálenost těžiště ramene k podpoře R_2
k	[mm]	vzdálenost podpory na konzoli sloupu ke středu kladky
l	[mm]	vzdálenost působíště síly v laně od osy sloupu
m	[mm]	vzdálenost podpory ke zúžení podvozku
n	[mm]	vzdálenost mezi středem stěny ramene a středem konzoly sloupu
p	[MPa]	tlak
z	[mm]	vzdálenost zadní podpory a působíště síly R_2
π	[-]	Ludolfovo číslo
σ	[MPa]	napětí
τ	[MPa]	smyk
λ	[-]	štíhlost

Obsah

1	Úvod	11
2	Přehled a rozdělení manipulátorů	12
2.1	Definice manipulátoru	12
2.2	Rozdělení manipulátorů podle systému	13
2.3	Příklady volně stojících manipulátorů	14
2.4	Přehled podobných zařízení	15
3	Volba koncepce zdvihadla	20
3.1	Koncept 1	20
3.2	Koncept 2 a 3.....	21
	Koncept 4	22
4	Pevnostní kontrola přepravního zdvihadla.....	23
4.1	Popis navrženého přepravního zdvihadla	23
4.2	Kritická poloha	24
4.2.1	Rozklad sil v mezním stavu č. 1	26
4.2.2	Rozklad sil v mezním stavu č. 2	29
4.2.3	Porovnání mezních stavů.....	35
4.3	Pevnostní kontrola horního ramene	35
4.3.1	Kontrola napětí	37
4.4	Kontrola teleskopických tyčí na vzpěrnou pevnost	37
4.5	Kontrola čepů v místě 3	38
4.5.1	Kontrola napětí	39
4.5.2	Kontrola sloupu na otláčení.....	39
4.6	Kontrola podvozku	39
4.7	Kontrola čepu spoje ramene a sloupu	42
4.8	Kontrola zajištění podvozku proti rozšíření.....	43
5	Stabilita přepravního zdvihadla	45
5.1	Překlopení zdvihadla dopředu.....	45
	47

5.2	Překlopení zdvihadla doboku	47
6	Manipulace se zdvihadlem	50
6.1	Provozní předpisy	51
7	Závěr	52
7.1	Vyhodnocení cílů	52
8	Seznam použité literatury	53
9	Seznam příloh	54

1 Úvod

V této diplomové práci se budu zabývat návrhem atypického řešení přepravního zdvihadla. Převážně většina firem dodávajících produkty či polotovary s větší hmotností využívá vysokozdvizný vozík, které bez problémů náklad do auta naloží. Problém však nastává při vykládce břemene v místě bez možnosti složit náklad vysokozdvizným vozíkem. Z tohoto důvodu vzniká poptávka navrhnout takové zdvihadlo, které tento požadavek splní.

Primární cíl byl navrhnout přepravní zdvihadlo tak, aby bylo schopno složit a na krátkou vzdálenost transportovat břemeno ze skříňového dodávkového automobilu a zároveň bylo skladné. Skladnost přepravního zdvihadla je důležitá, aby neomezovala svoji velikostí možnosti transportu společně dopravovaných břemen. Konstrukce se odvíjela od předpokladu, že břemena budou převážně uložena na EURO paletách. Složit přepravní zdvihalo, by mělo být technicky jednoduše proveditelné a nemělo by trvat dlouho. Podstatným bodem v návrhu je také hmotnost celého přepravního zdvihadla taková, aby obsluha byla schopna složené zdvihadlo vyndat a následně i obsluhovat.

2 Přehled a rozdělení manipulátorů

2.1 Definice manipulátoru

„Manipulátor je stroj s motorickým pohonem, určený pro přemístění břemene v prostoru, kde je obsluha v kontaktu s břemenem nebo uchopovací prostředkem břemene“ [1].

Manipulátory mají tři základní funkční části:

- 1) Uchopovací prostředek břemena
- 2) Zařízení pro přemístění a umístění břemene v prostoru
- 3) Nosnou konstrukci

Uchopovací prostředek břemene

Uchopovací prostředek břemena slouží ke sloučení se zbývajících částí manipulátoru a dále pak k uchopení břemene a jeho držení. Spojení musí být tak pevné, aby nedošlo k nežádoucímu uvolnění.

Uchopení břemene lze uskutečnit adhezí, sevřením či mechanickým spojením.

Uchopovací prostředky se dají dále rozdělit na: podtlakové, magnety (elektrické nebo permanentní), kleště, drapáky, svěrky a rozpínací trny. Tyto se pak dále rozlišují na hydraulické či pneumatické.

Zařízení pro přemístění a umístění břemene v prostoru

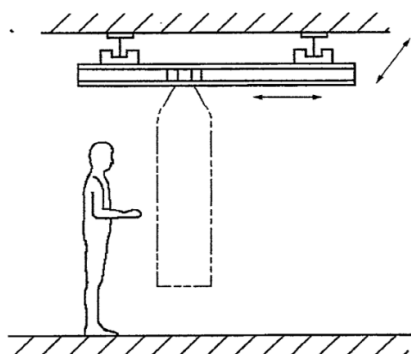
Zařízení pro přemístění a umístění břemene v prostoru může být samotná nosná konstrukce s pohyblivými mechanickými částmi poháněnými buď obsluhou (ručně), pneumaticky, hydraulicky nebo elektricky. Nebo ručně či elektricky poháněný kladkostroj.

Nosná konstrukce

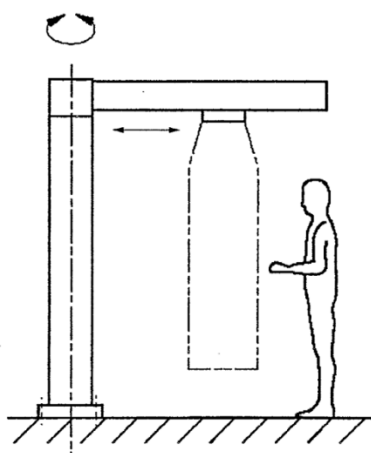
Nosná konstrukce je definována jako část manipulátoru, která působením sil ovlivňuje břemeno

2.2 Rozdělení manipulátorů podle systému

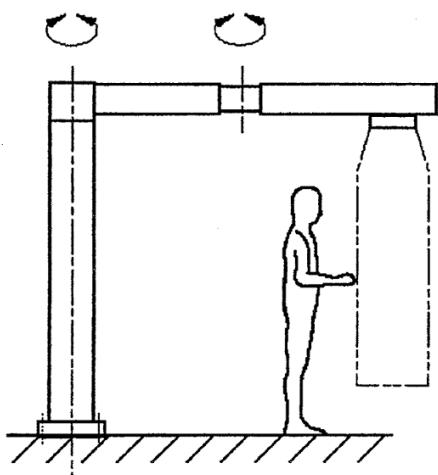
- Systém namontovaný pod stropem



- Systém namontovaný na podlaze

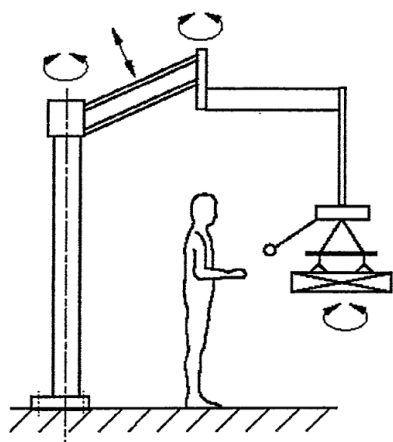


- Kloubový systém namontovaný na podlaze

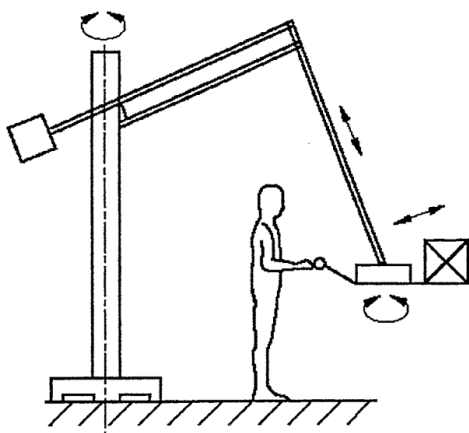


2.3 Příklady volně stojících manipulátorů

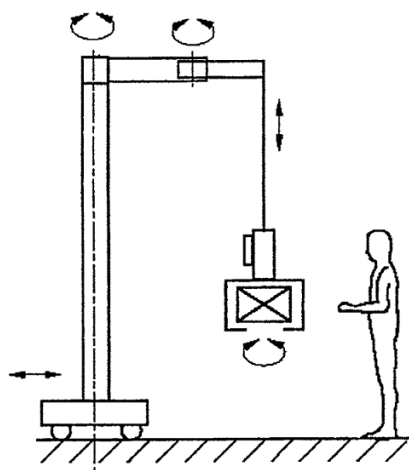
- Volně stojící manipulátor trvale umístěný



- Volně stojící manipulátor přemístitelný



- Volně stojící manipulátor pojízdný



2.4 Přehled podobných zařízení

Northern Industrial Tools Pickup Truck Crane

Tento jeřáb má nosnou konstrukci tvořenou se čtyřhranných profilů a o manipulaci s břemenem se stará jak lanový naviják, tak hydraulický válec, kterým je možno zajistit větší zdvih na úkor dosahu jeřábu. Horní konstrukce je otočná o 360°. Nevýhodou tohoto jeřábu je, že musí být pevně připevněn k vozidlu, tudíž slouží pouze k vyložení z auta. Jeho nosnost je 453,6 kg, což je mírně pod požadovanou nosnost. Celý jeřáb váží pouze 42 kg, ale díky ukotvení na automobil a otáčení v ose ho, lze použít pouze u otevřených nákladních prostorů, nikoliv u aut skříňového typu. Jeřáb se také nedá složit do požadovaných rozměrů.

Parametry:

hmotnost: 44,5 kg

nosnost: 453,6 kg

maximální délka ramene: 1360 mm

výška od základny po maximální zdvih: 1020 mm



Obr. 2.4 Northern Industrial Tools Pickup Truck Crane

Dílenský jeřáb pro euro palety

Mobilní jeřáb přizpůsobený k manipulaci s břemeny na EURO paletách 1200 x 800 mm, který se vyrábí v různých variantách v závislosti na požadované nosnosti.

Nejbližší mému zadání je jeřáb s nosností 750 kg, který má výsuvné rameno do délky 1360 mm. Manipulace s břemenem je zajištěna dlouhým hydraulickým pístem. Celá konstrukce je tvořena z ocelových profilů převážně čtvercového typu a i díky větší nosnosti (750 kg) tohoto jeřábu je hmotnost značně vysoká (108 kg). Mobilnost jeřábu je možná díky dvěma otočným a 2 pevným kolům. Celá konstrukce je svařená, tudíž ji není možné složit.

Parametry:

hmotnost: 108 kg

nosnost: 780 kg

maximální délka ramene: 1060 - 1360 mm

výška zdvihu: 2225 - 2475 mm



Obr. 2.5 *Dílenský jeřáb pro euro palety*

Skládací dílenský jeřáb

Dalším s možných konstrukčních provedení je tento dílenský jeřáb, jehož hlavní částí je hydraulický píst, který slouží pro přemístění břemene ve svislém směru.

Konstrukce je z jácklu 70x70x2,5. Nosné rameno má 4 představitelné polohy a jeřáb má celkem 6 pojezdových koleček a tudíž je vhodný i pro převoz. Nosnost tohoto jeřábu je 1000kg což hovoří ve prospěch tohoto jeřábu. Hmotnost tohoto jeřábu je 76 kg a díky konstrukci spodní části do „V“, není možné složit paletu přímo na zem.

Taktéž rozměry složeného jeřábu jsou podstatně vyšší.

Parametry:

výška zdvihu: 2000 mm

délka ramene: 870-1140 mm

nosnost: 1000 kg

vlastní hmotnost: 76 kg

rozměry složeného jeřábu: 550 x 700 x 1490 mm



Obr. 2.6 Skládací dílenský jeřáb

Genie super lift

Tento manipulátor je také určen převážně pro manipulaci s EURO paletami. Má hliníkovou konstrukci teleskopického hlavního sloupu, ve kterém je vedení, na němž se posouvá suport tvořící svařenou ocelovou konstrukci pro uchopení EURO palety. Tato konstrukce je patentována. Mobilita manipulátoru je zajištěna 2. Zadními koly s brzdou, která jsou za hlavním stožárem pro vyšší stabilitu podepřeny dvěma ocelovými tyčemi. Manipulace s břemenem zajišťuje lanový naviják přes kladku. Nosnost je 454 kg, což je mírně pod požadovanou. Díky konstrukci vidlic na podporu bude obtížné naložit paletu uloženou hlouběji v autě. Také celková hmotnost 118 kg díky zdvihu 3,49 metru je vysoká. Úspora místa po složení celého manipulátoru je díky svařeným částem jen velmi malá.

Parametry:

výška zdvihu: 3490 mm

délka ramene: 686 mm

nosnost: 454 kg

vlastní hmotnost: 118 kg

rozměry složeného jeřábu: 762 x 2006 x 813 mm



Obr. 2.7 Genie super lift

3 Volba koncepce zdvihadla

3.1 Koncept 1

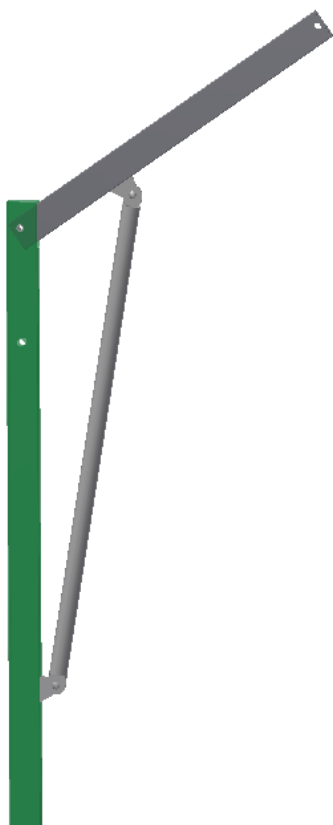
V prvním návrhu jsem použil pouze trubky, které se po rozebrání snadno zasunou do sebe a přepravní zdvihadlo je tak dobře skladné. Pro dobrou stabilitu je celá sestava na čtyřech kolech. Sestava je však obtížně výškově stavitelná.



Obr. 3.1 *Přepravní zdvihadlo 1*

3.2 Koncept 2 a 3

Druhý a třetí návrh je tvořen pomocí tenkostěnných profilů (jäcklů) které jsou výhodnější z důvodu lepšího poměru únosnosti ohybu. Tyto konstrukce však vyvolávají velké síly na hlavní svislý nosník. Sklopitelnost u PZ 2 je řešena teleskopickou tyčí. Převravní zdvihadlo 3 má v podpoře 3 klouby.



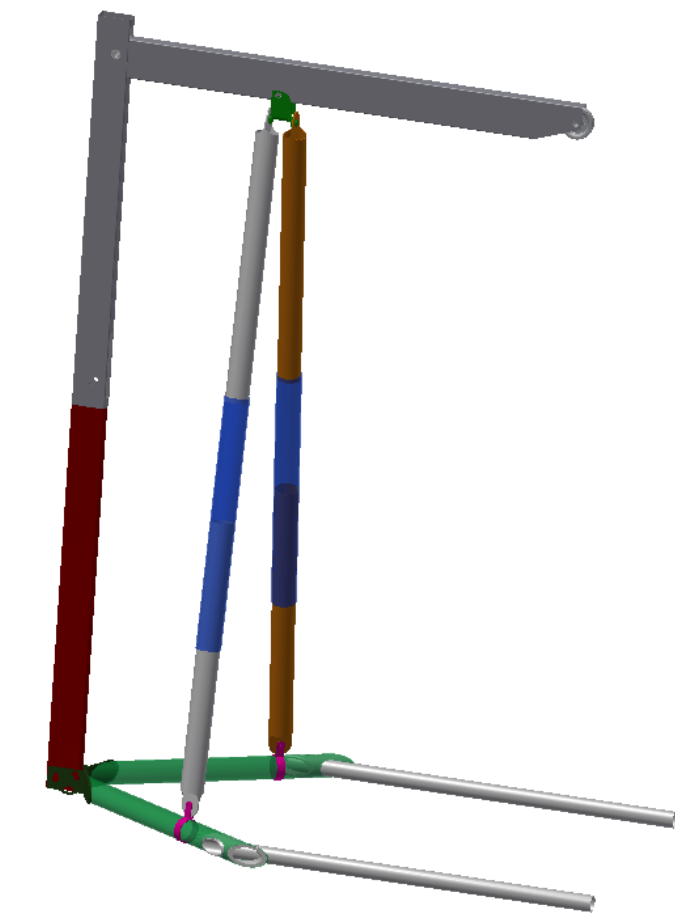
Obr. 3.2 Převravní zdvihadlo 2



Obr. 3.3 Převravní zdvihadlo 3

Koncept 4

Převravní zdvihadlo č. 4 má dělený zadní sloup a trojdílné teleskopické tyče k nastavení zdvihadla do větší výšky. Výhody tenkostěnných profilů jsem využil z konceptu 2 a zasouvání tyčí z konceptu 1. Tento koncept jsem následně přepracoval do finální verze řešené v této DP.



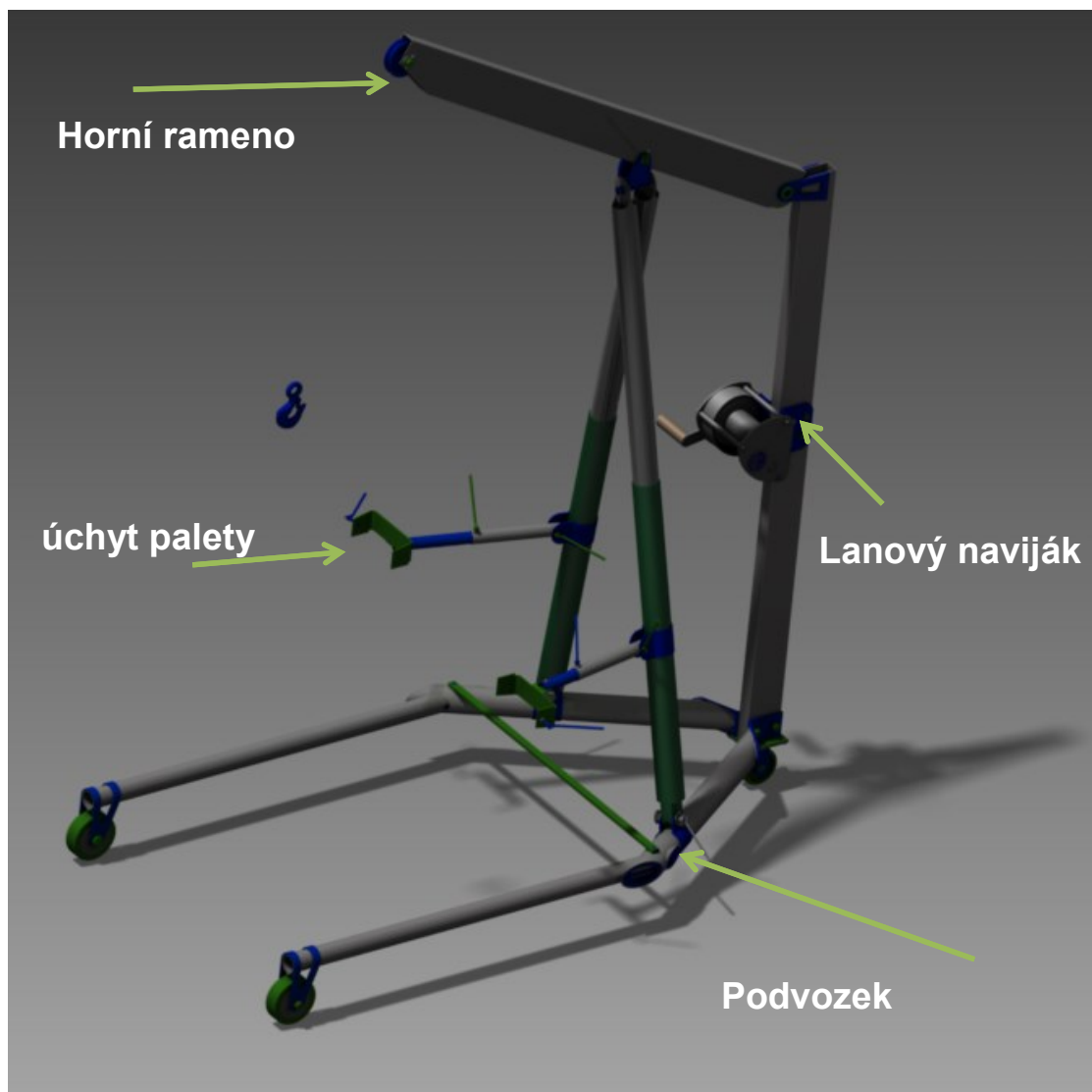
Obr. 3.4 *Převravní zdvihadlo 4*

4 Pevnostní kontrola přepravního zdvihadla

V této kapitole bude provedena pevnostní kontrola pro všechny dílce použité při návrhu přemístitelného sloupového manipulátoru. Přepravní zdvihadlo bude navrhováno a pevnostně kontrolováno dle normy ČSN EN 14238 (Jeřáby – Ručně vedená manipulační zařízení), která se dále odkazuje na normy ČSN EN 13001-1 (Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 1: Základní principy a požadavky), ČSN EN 13001-2 (Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 2: Účinky zatížení) a normu ČSN EN 13001-3-1 (Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 3-1: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových konstrukcí). V provozu se může manipulační zařízení vyskytnout v několika mezních polohách, ve kterých budou jednotlivé komponenty namáhány maximálními zatíženími. Přepravní zdvihadlo bude počítáno pro mezní polohy s největšími účinky jednotlivých sil.

4.1 Popis navrženého přepravního zdvihadla

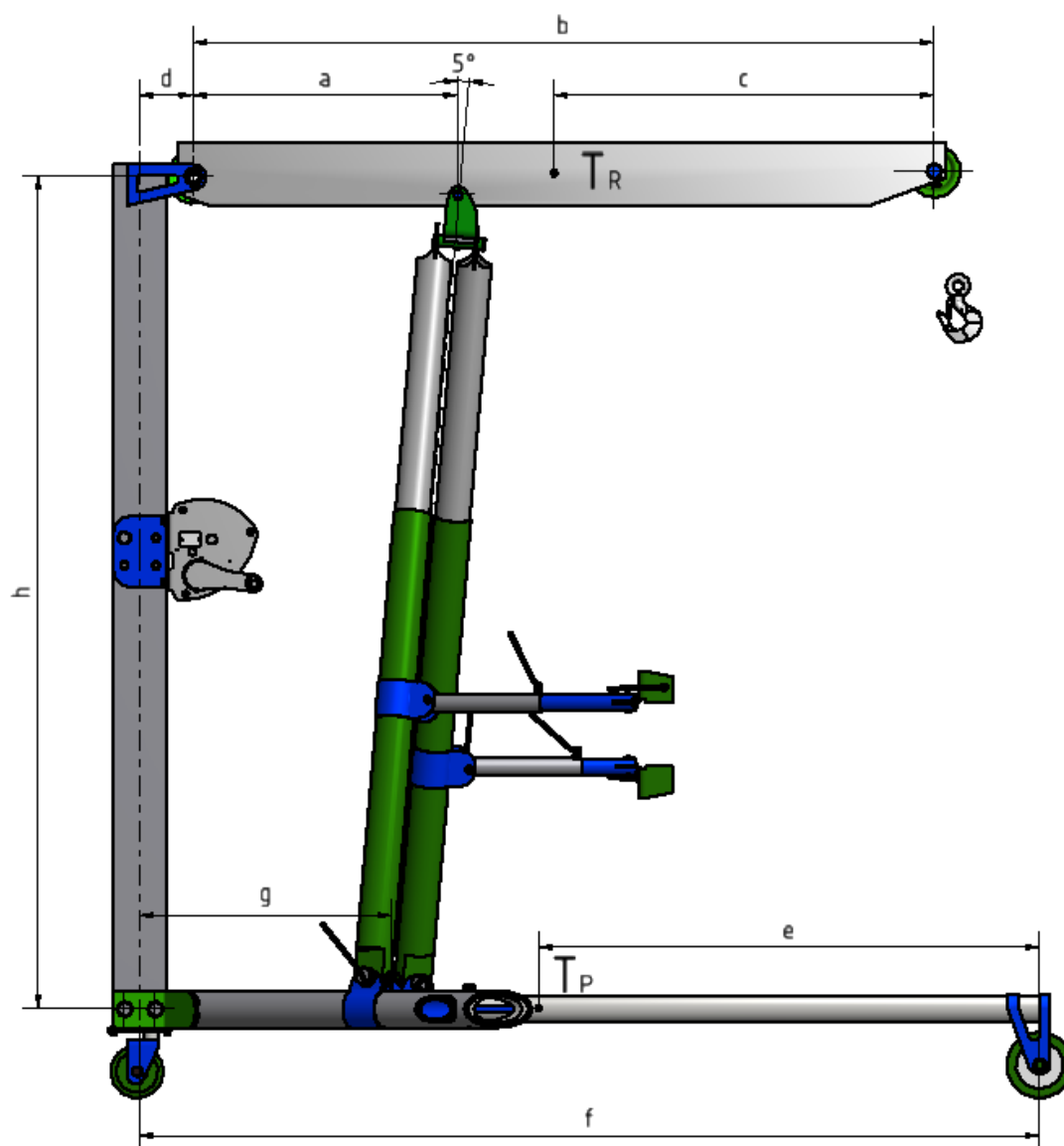
Přepravní zdvihadlo se skládá z horního ramene obdélníkového průřezu, ve kterém jsou na obou koncích umístěny kladky, kterými je vedeno ocelové lanko skrze rameno. Rameno je sklopné v rozebraném stavu až do svislé polohy a v maximální horní poloze je zvednuto z vodorovné polohy o 30°, kde dosahuje výšky 2,5m. Rameno je uloženo na čepu zadního sloupu a podepřeno dvěma teleskopickými tyčemi. Pro dosažení nízkého objemu při skladování je zadní sloup dělený. Podvozek je uchycen dvěma uzamykatelnými čepy k zadnímu sloupu. Podvozek je rozdělen do dvou do sebe zasunovatelných částí. Celá konstrukce je na třech kolech. Přední dvě kola jsou paletové. Zadní otočné kolo je vybaveno brzdou a je umístěno pod zadním sloupem. Na obou podpůrných teleskopických tyčích jsou umístěny také teleskopické přídržovače EURO palety, které zabraňují zhrounutí břemene při zvedání. Zadní dělený sloup je spojen pomocí tří uzamykatelných čepů a jednoho čepu, na kterém je i při rozložení nasazen lanový naviják s nosností 0,5 t.



Obr. 4.1 *převravní zdvihadlo*

4.2 Kritická poloha

Kritickou polohou se rozumí ta poloha, ve které budou na jednotlivé díly přepravního zdvihadla působit maximální síly. Na obr 4.1 je zobrazeno přepravní zdvihadlo s jeho největším možným zvednutím ramene. Druhá kritická poloha je s nejdelším dosahem horního ramene, kde bude na rameno působit největší ohybový moment. T_R je těžiště horního ramene a T_P je těžiště podvozku vypočtené v programu Inventor.



Obr. 4.2 Vodorovná poloha s kótami

$$a = 500 \text{ mm}$$

$$b = 1400 \text{ mm}$$

$$c = 737 \text{ mm}$$

$$d = 101 \text{ mm}$$

$$e = 965 \text{ mm}$$

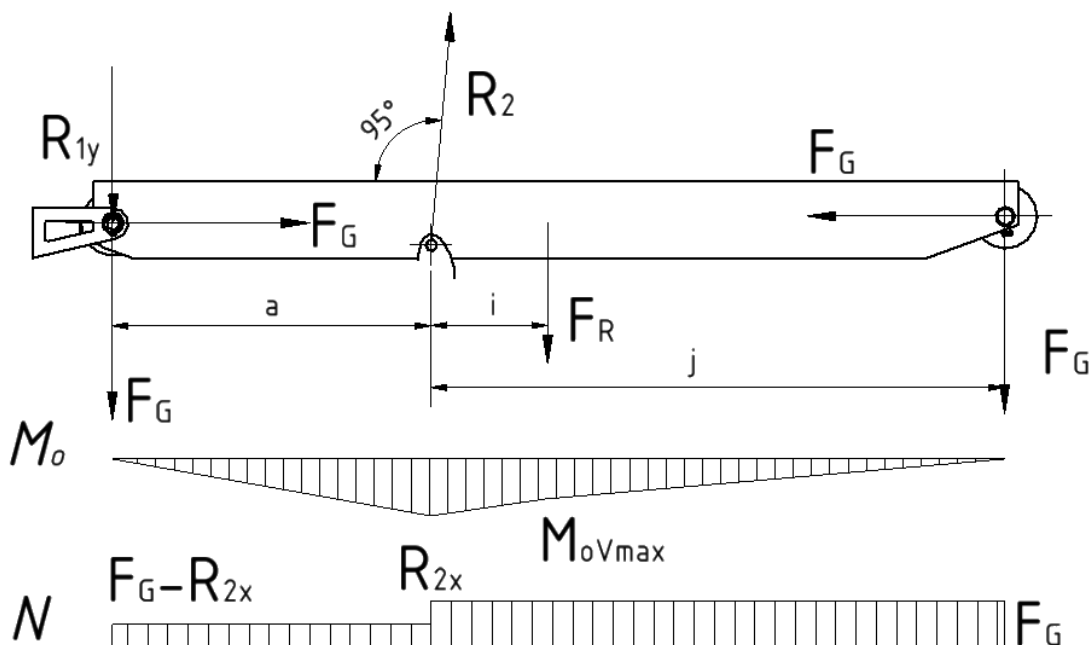
$$f = 1700 \text{ mm}$$

$$g = 473 \text{ mm}$$

$$h = 1590 \text{ mm}$$

4.2.1 Rozklad sil v mezním stavu č. 1

Břemeno je zavěšeno na laně vedoucí v horním obdélníkovém profilu ramene. Maximální dovolená hmotnost břemene je 500 kg včetně EURO palety. V této poloze je horní rameno přepravního zdvihadla ve vodorovné poloze a na obrázku je rozklad sil v poloze s nejdelším dosahem ramene. F_R je síla vyvozená hmotností ramene umístěného do jeho těžiště.



Obr. 4.3 Rameno ve vodorovné poloze

$$j=900 \text{ mm}$$

$$i=135 \text{ mm}$$

$$F_R = 8,4 \cdot 9,81 = 82,4 \text{ N} \quad (4.1)$$

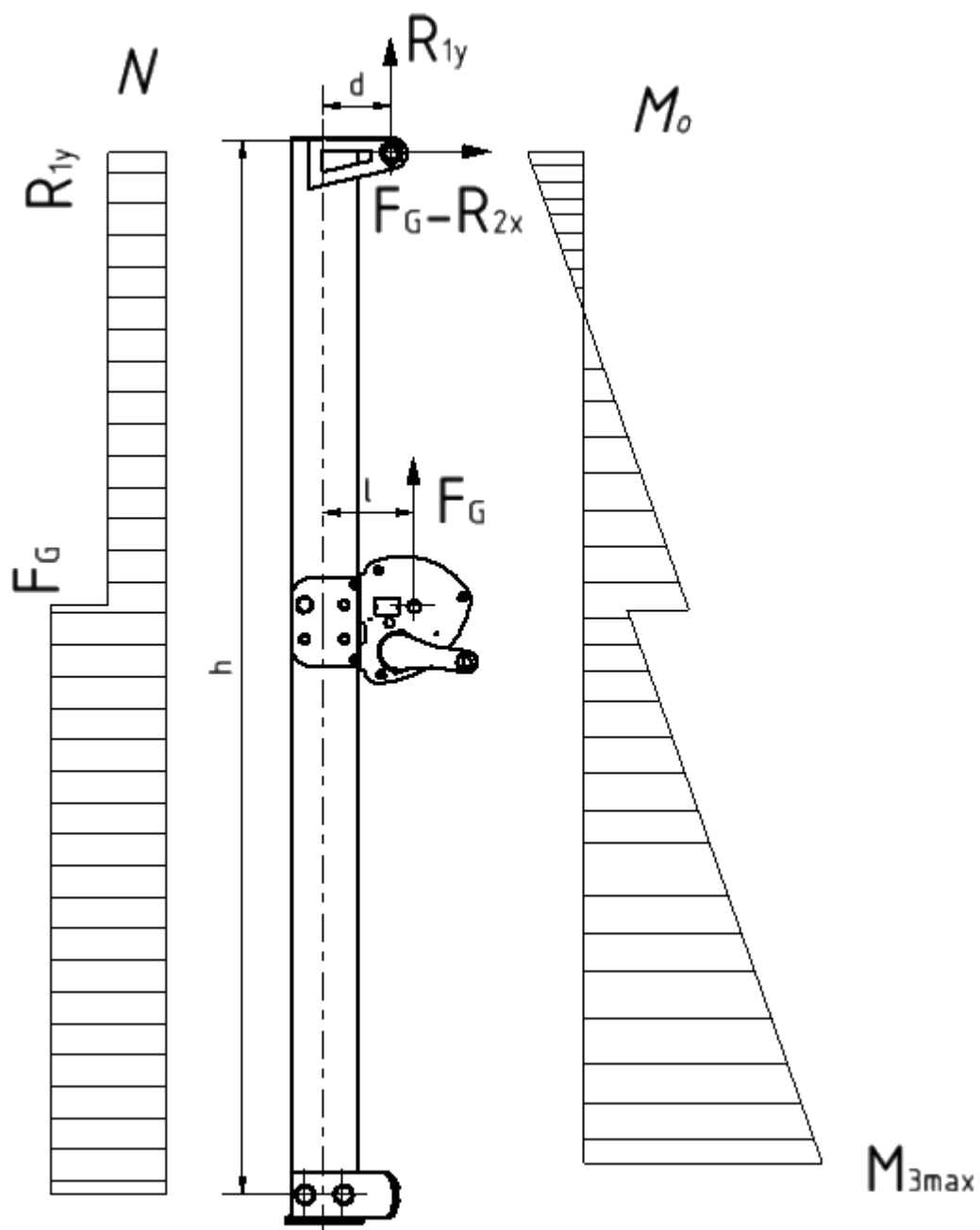
$$F_G = m \cdot g = 500 \cdot 9,81 = 4\,905 \text{ N} \quad (4.2)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{i2} = 0 &= F_G \cdot j - F_G \cdot a - R_{1y} \cdot a + F_R \cdot i \Rightarrow R_{1y} = \frac{F_G \cdot j - F_G \cdot a + F_R \cdot i}{a} = \\ &= \frac{4905 \cdot 900 - 4905 \cdot 500 + 82,4 \cdot 183}{500} = 3\,954,2 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.3)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{i1} = 0 &= F_G \cdot b - R_{2y} \cdot (b - j) + F_R \cdot (a + i) \Rightarrow R_{2y} = \frac{F_G \cdot b + F_R \cdot (a + i)}{b - j} = \\ &= \frac{4905 \cdot 1400 + 82,4 \cdot (500 + 183)}{1400 - 900} = 13\,846,5 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.4)$$

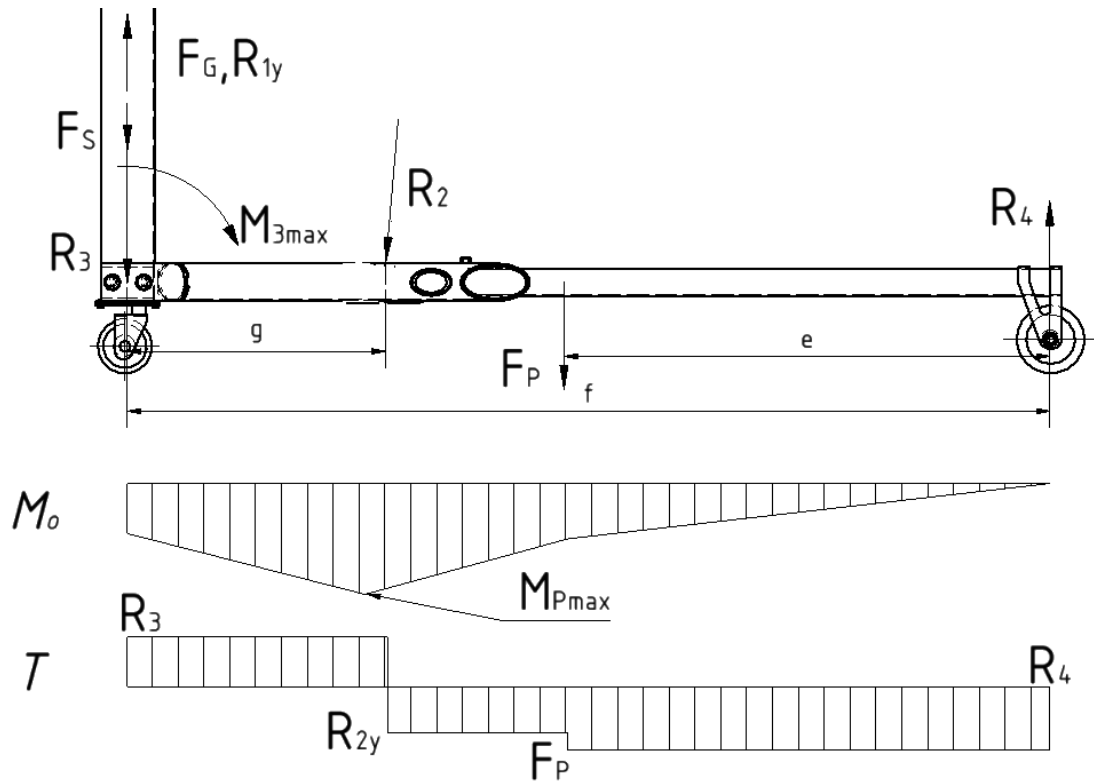
$$R_{2x} = R_{2y} \cdot \tan 5^\circ = 13\,846,5 \cdot \tan 5^\circ = 1\,211 \text{ N} \quad (4.5)$$

$$M_{oVmax} = F_G \cdot j + F_R \cdot i = 4\,905 \cdot 900 + 82,4 \cdot 135 = 4\,425\,624 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.6)$$



Obr. 4.4 Průběh momentů a posouvajících sil na sloupu ve vodorovné poloze

$$\begin{aligned}
 M_{3max} &= -R_{1y} \cdot d + (F_G - R_{2x}) \cdot h + F_G \cdot l \\
 &= -3\,954,2 \cdot 101 + (4905 - 1211) \cdot 1590 - 4905 \cdot 135 = \\
 &= 4\,811\,256 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}
 \tag{4.7}$$



Obr. 4.5 Průběh sil na podvozku ve vodorovné poloze

$$F_P = 2 \cdot 7,7 \cdot 9,81 = 151 \text{ N} \quad (4.8)$$

$$F_S = 17,7 \cdot 9,81 = 173,6 \text{ N} \quad (4.9)$$

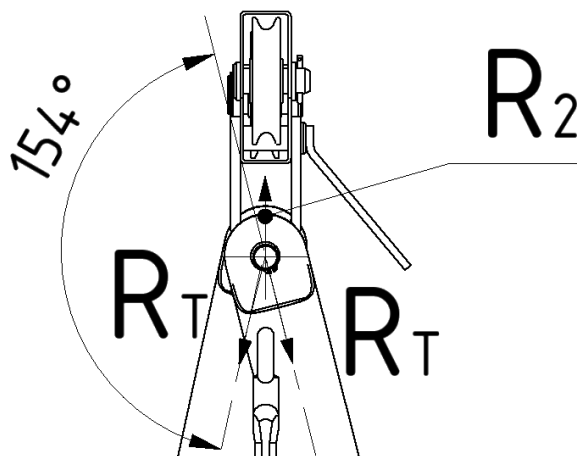
$$\begin{aligned} \sum M_{i3} = 0 &= M_3 + R_{2y} \cdot g + F_P \cdot (f - e) - R_4 \cdot f \Rightarrow R_4 = \frac{M_3 + R_{2y} \cdot g + F_P \cdot (f - e)}{f} = \\ &= \frac{4\,811\,256 + 13846,5 \cdot 473 - 151 \cdot (1700 - 965)}{1700} = 6\,748 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.10)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{i4} = 0 &= M_3 - R_3 \cdot f - R_{2y} \cdot (f - g) - F_P \cdot e + (R_{1y} + F_G - F_S) \cdot f \Rightarrow R_3 = \\ &= \frac{M_3 - R_{2y} \cdot (f - g) - F_P \cdot e + (R_{1y} + F_G - F_S) \cdot f}{f} = \\ &= \frac{4\,811\,256 - 13846,5 \cdot (1700 - 473) - 151 \cdot 965 + (3\,954,2 + 4905 - 173,6) \cdot 1700}{1700} \\ &= 1\,436 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.11)$$

$$\begin{aligned} M_{Pmax} &= R_4 \cdot (f - g) - F_P \cdot (f - g - e) \\ &= 6\,748 \cdot (1700 - 473) - 151 \cdot (1700 - 473 - 965) \\ &= 8\,240\,234 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (4.12)$$

- **Výpočet síly v ose teleskopických tyčí**

Vypočtenou sílu R_2 následně rozdělíme do obou teleskopických tyčí. Pro zjednodušení výpočtu zanedbáme, že tyče nejsou v jedné rovině.



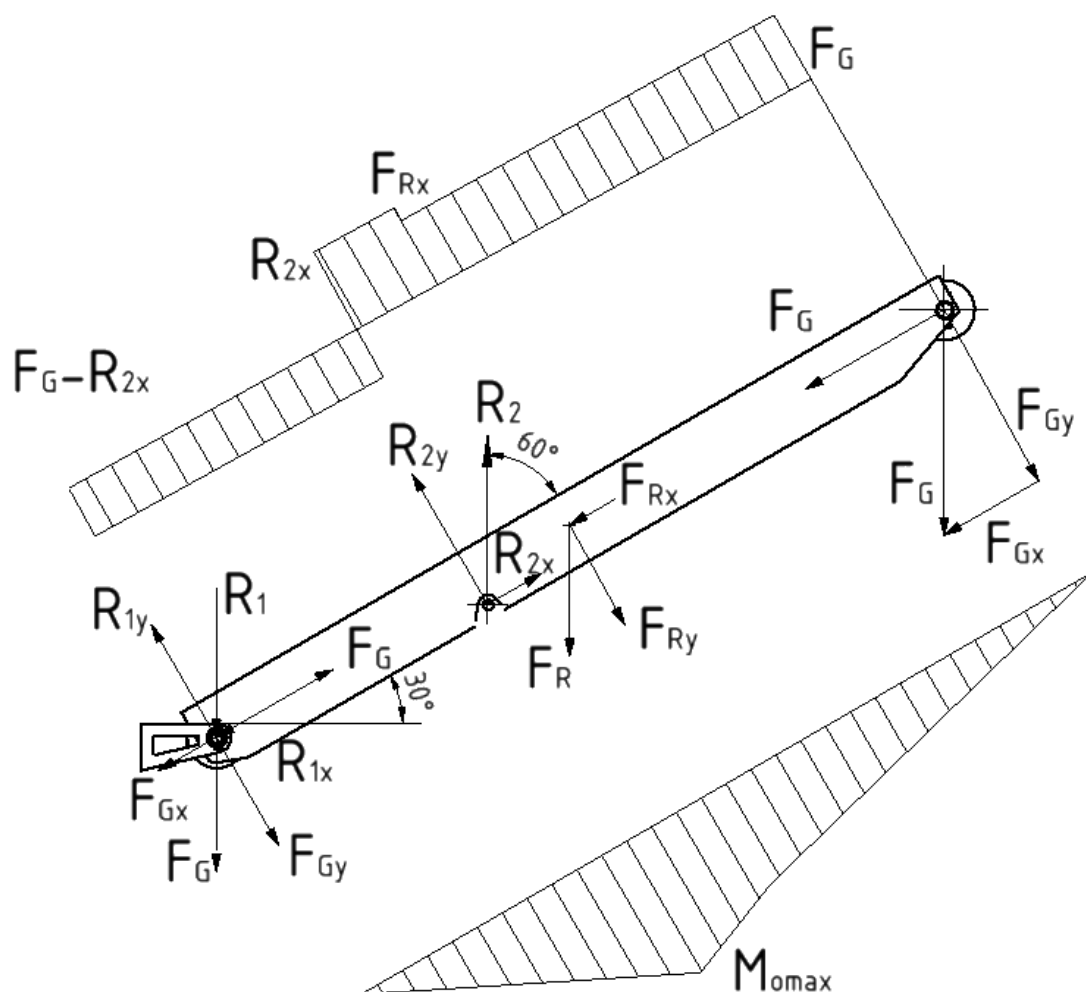
Obr. 4.6 Rozklad sil do teleskopických tyčí

$$R_T = \frac{\frac{R_{2y}}{\cos 5}}{2 \cdot \frac{\cos 26}{2}} = \frac{\frac{13\,846,5}{\cos 5}}{2 \cdot \cos \frac{26}{2}} = 7\,142\,N \quad (4.13)$$

Síla působící v ose teleskopické tyče je tedy 7 142 N.

4.2.2 Rozklad sil v mezním stavu č. 2

Pro dosah až do výšky 2450 mm se dá horní rameno zdvihadla vyklopit díky teleskopickým tyčím o 30 stupňů, čímž dochází ke změně sil na konstrukci.



Obr. 4.8 rozklad sil na ramenu v horní poloze

$$\sum M_{i2} = 0 = F_{Gy} \cdot (b - a) + F_R \cdot (b - a - c) - F_{Gy} \cdot a - R_{1y} \cdot a$$

$$R_{1y} = \frac{F_G \cdot \cos 30 \cdot (b - a) + F_R \cdot \cos 30 \cdot (b - a - c) - F_G \cdot \cos 30 \cdot a}{a}$$

$$= \frac{4905 \cdot \cos 30 \cdot (1400 - 500) + 82,4 \cdot \cos 30 \cdot (1400 - 737 - 500)}{500} - \frac{-4905 \cdot \cos 30 \cdot 450 + 82,4 \cdot 135}{500} = 3\,421,5 \text{ N} \quad (4.14)$$

$$\sum M_{i1} = 0 = F_{Gy} \cdot b + F_{Ry} \cdot (b - c) - R_{2y} \cdot a$$

$$R_{2y} = \frac{F_G \cdot \cos 30 \cdot b + F_R \cdot \cos 30 \cdot (b - c)}{a} =$$

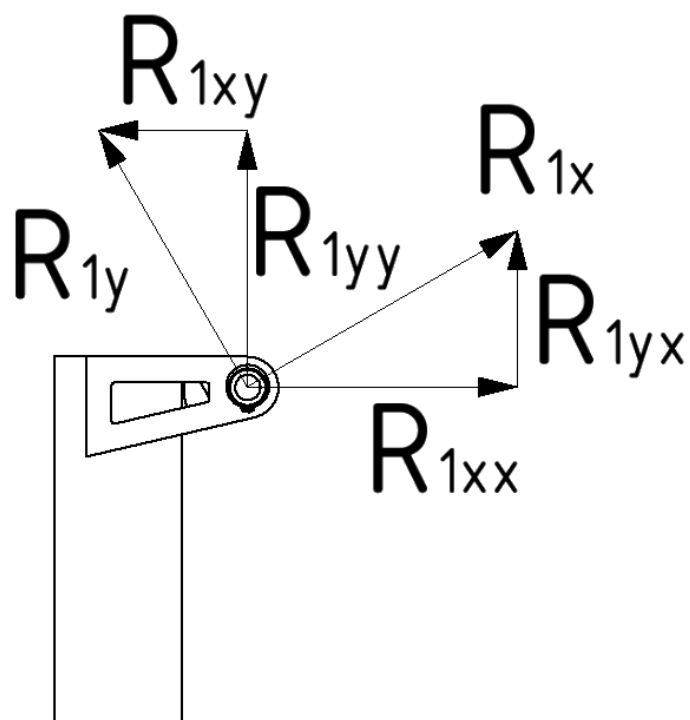
$$= \frac{4905 \cdot \cos 30 \cdot 1400 + 82,4 \cdot \cos 30 \cdot (1400 - 737)}{500} = 11\,988,6 \text{ N} \quad (4.15)$$

$$R_{2x} = R_{2y} \cdot \tan 30 = 11\,988,6 \cdot \tan 30 = 6\,921,6 \text{ N} \quad (4.16)$$

$$M_{omax} = F_{Gy} \cdot (b - a) + F_{Ry} \cdot (b - a - c)$$

$$= 4905 \cdot \cos 30 \cdot (1400 - 500) + 82,4 \cdot \cos 30 \cdot (1400 - 500 - 737) =$$

$$= 3\,886\,557 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.17)$$



Obr. 4.9 Rozložení sil na konzole ramene

$$R_{1xy} = R_{1y} \cdot \sin 30 = 3\,421,5 \cdot \sin 30 = 2\,963,1 \text{ N} \quad (4.18)$$

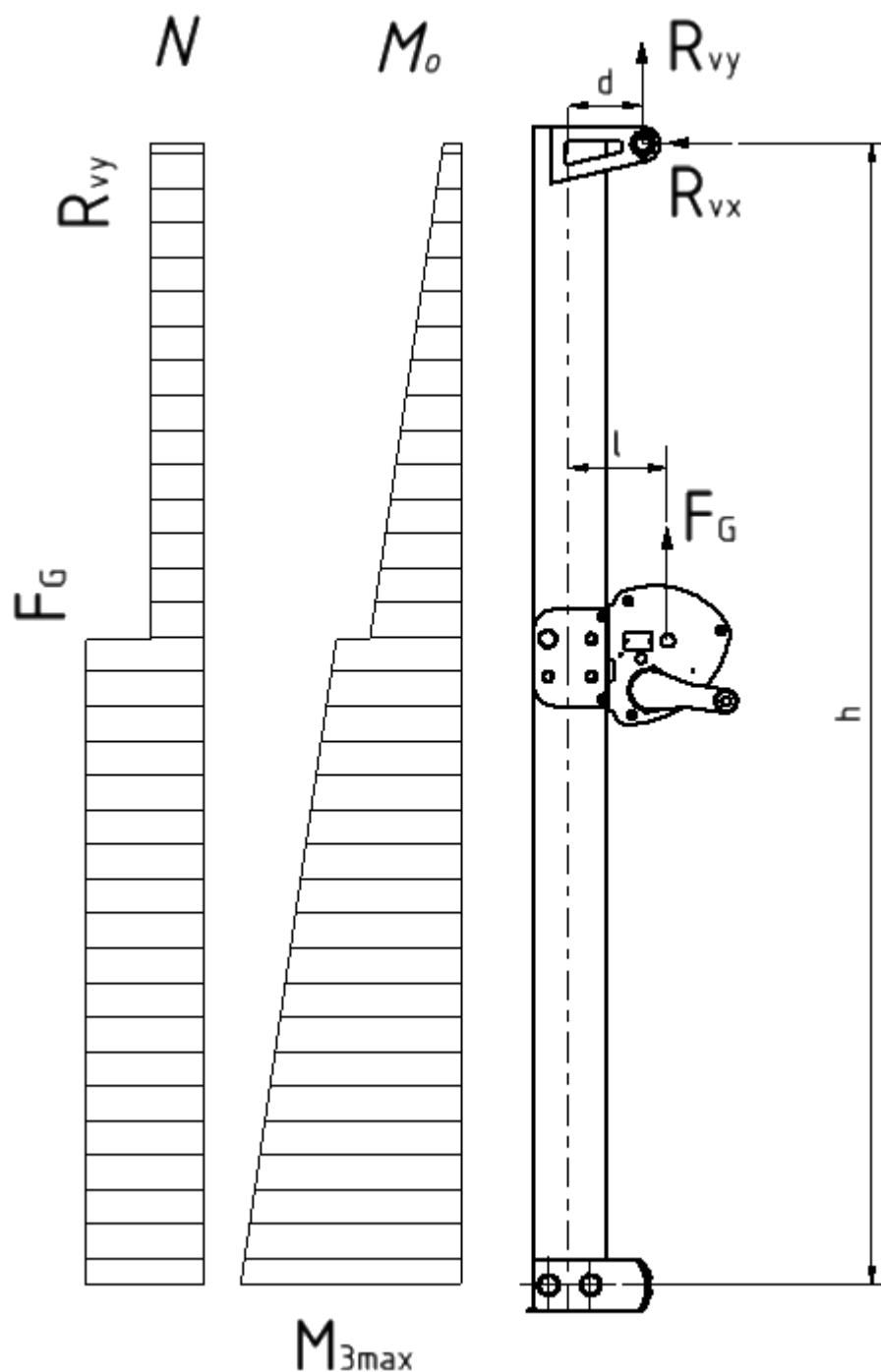
$$R_{1yy} = R_{1y} \cdot \cos 30 = 3\,421,5 \cdot \cos 30 = 1\,710 \text{ N} \quad (4.19)$$

$$R_{1xx} = R_{1y} \cdot \tan 30 \cdot \cos 30 = 3\,421,5 \cdot \tan 30 \cdot \cos 30 = -1\,710 \text{ N} \quad (4.20)$$

$$R_{1yx} = R_{1y} \cdot \tan 30 \cdot \sin 30 = 3\,421,5 \cdot \tan 30 \cdot \sin 30 = -987,7 \text{ N} \quad (4.21)$$

$$\sum F_{ix} = R_{1xy} - R_{1xx} = 2\,963,1 - 1\,710 = 1\,253,1 \text{ N} \quad (4.22)$$

$$\sum F_{iy} = R_{1yy} + R_{1yx} = 1\,710 + 987,7 = 2\,698 \text{ N} \quad (4.23)$$

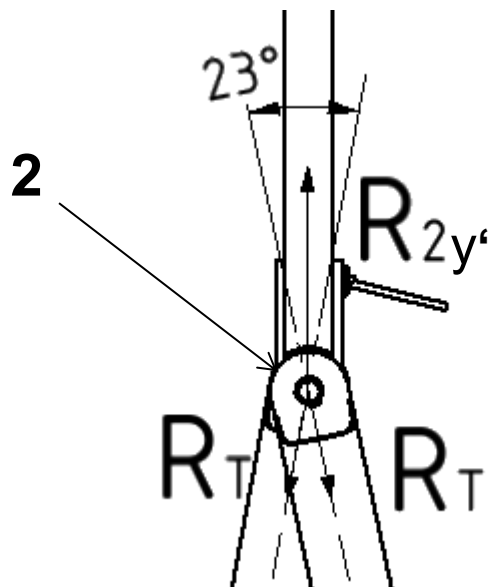


Obr. 4.10 Průběh momentů a posouvajících sil na sloupu s maximálním vyklopením ramene

$$M_{3max} = R_{vy} \cdot d + R_{vx} \cdot h + F_G \cdot l = 1\,253,1 \cdot 101 + 2\,698 \cdot 1590 + 4905 \cdot 135 = 5\,078\,558 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.24)$$

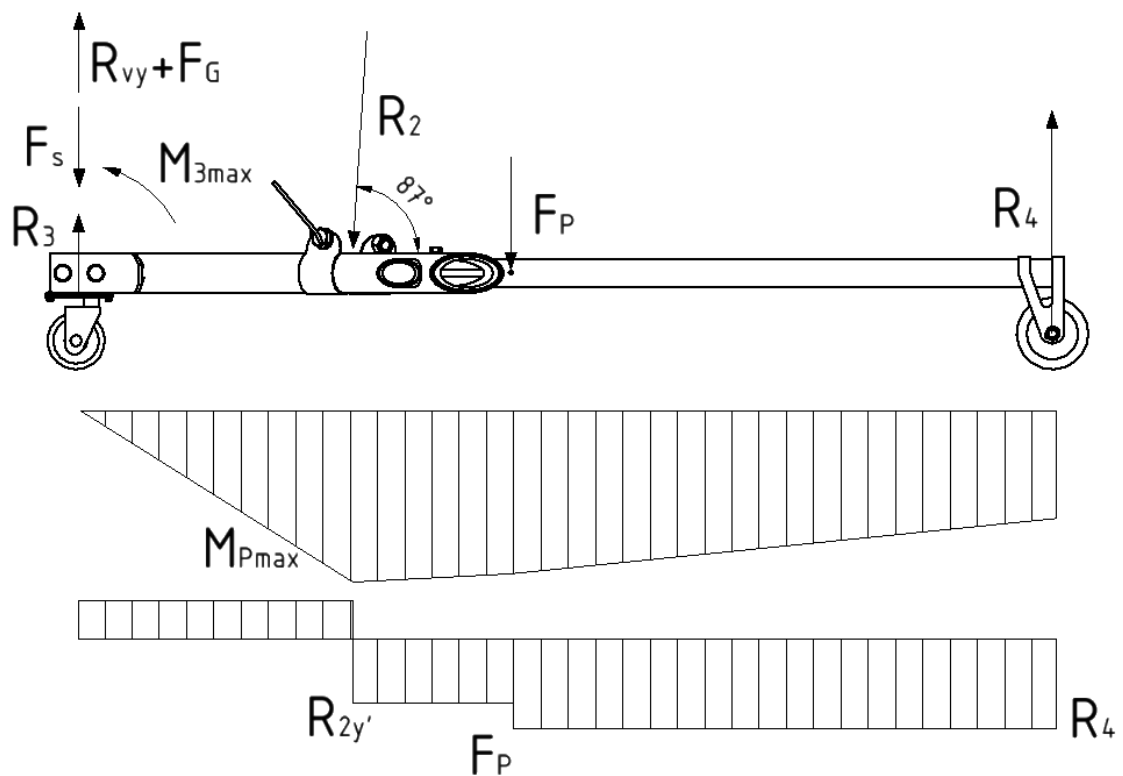
- Síla působící v ose teleskopických tyčí

Tato síla působí v čepu v místě označeném 2. Sílu R_2 je třeba rozložit do jednotlivých tyčí viz. obr.4.11



Obr. 4.11 Rozklad sil do teleskopických tyčí

$$R_T = \frac{\frac{R_{2y}}{\cos 33} \cdot \cos 3}{2 \cdot \cos \frac{23}{2}} = \frac{\frac{11\,988,6}{\cos 33} \cdot \cos 3}{2 \cdot \cos \frac{23}{2}} = 7\,283,8\,N \quad (4.25)$$



Obr. 4.12 Průběh sil na podvozku ve vyklopené poloze

$$\begin{aligned}
\sum M_{i3} = 0 &= -M_{3max} + R_{2y'} \cdot g + F_P \cdot (f - e) - R_4 \cdot f \Rightarrow R_4 = \\
&= \frac{-M_{3max} + \frac{R_{2y}}{\cos 33} \cdot \cos 33 \cdot g + F_P \cdot (f - e)}{f} = \\
&= \frac{-5\,078\,558 + \frac{11\,988,6}{\cos 33} \cdot \cos 33 \cdot 473 + 151 \cdot (1700 - 965)}{1700} \\
&= 1\,049\,N
\end{aligned} \tag{4.26}$$

$$\begin{aligned}
\sum M_{i4} = 0 &= (R_{vy} + F_G - F_S) \cdot f - M_3 - R_3 \cdot f - R_{2y'} \cdot (f - g) - F_P \cdot e \Rightarrow R_3 = \\
&= \frac{(R_{vy} + F_G - F_S) \cdot f - M_3 - \frac{R_{2y}}{\cos 33} \cdot \cos 33 \cdot (f - g) - F_P \cdot e}{f} = \\
&= \frac{(2\,698 + 4\,905 - 173) \cdot 1700 - 5\,078\,558 - \frac{11\,988,6}{\cos 33} \cdot \cos 33 \cdot (1700 - 473) - 151 \cdot 965}{1700} \\
&= 1\,815\,N
\end{aligned} \tag{4.28}$$

$$\begin{aligned}
M_{Pmax} &= M_{3max} + R_4 \cdot (f - g) - F_P \cdot (f - g - e) \\
&= 5\,075\,558 + 1\,049 \cdot (1700 - 473) - 151 \cdot (1700 - 473 - 965) \\
&= 6\,323\,119\,N \cdot m
\end{aligned} \tag{4.29}$$

4.2.3 Porovnání mezních stavů

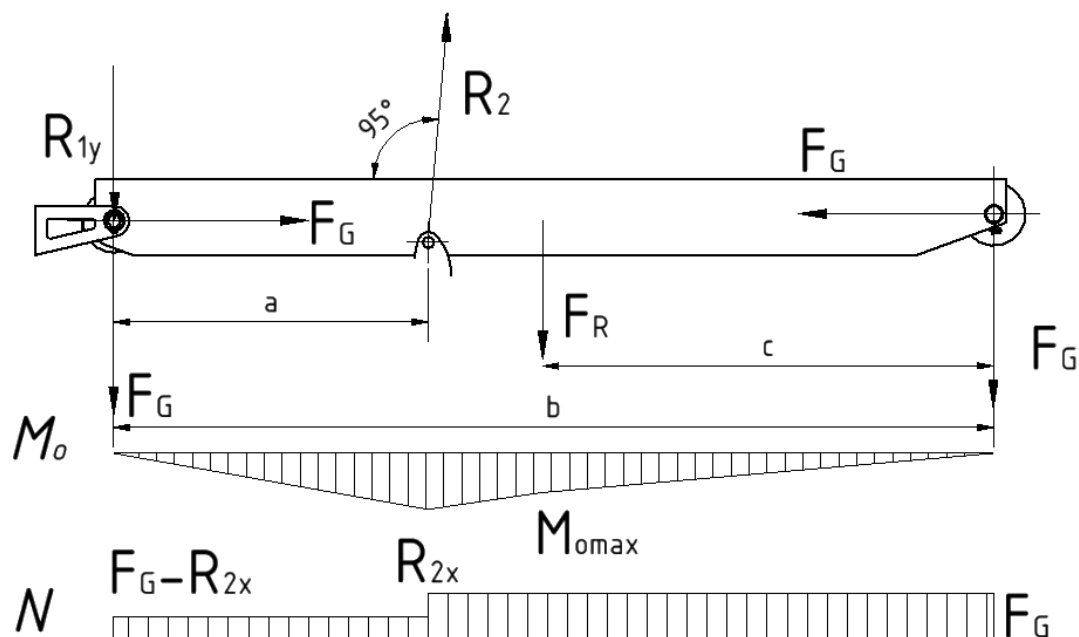
V každé z mezních poloh vyšly větší ohybové momenty na jiných dílech, proto jednotlivé díly budu následně kontrolovat dle tabulky:

Tab. 4.1

	Vodorovná poloha	Vyklopená poloha	
M_{0max} na horním rameni	4 425 624	3 886 557	$N \cdot mm$
M_{3max} ve spoji podvozku se sloupem	4 811 256	5 078 558	$N \cdot mm$
M_{Pmax} podvozku	8 240 234	6 323 119	$N \cdot mm$
Osová síla teleskopických tyčí	7 142	7 283,8	N

4.3 Pevnostní kontrola horního ramene

Rameno je tvořeno tenkostěnným profilem dlouhým 1400mm. V obou jeho koncích jsou na čepech nasazeny kladky, které vedou uvnitř profilu ocelové lanko. Na jednom konci je zavěšeno závaží a druhý konec lanka je upevněn v lanovém navijáku. Profil bude namáhán převážně ohybem a také na vzpěr vyvozený silami v kladkách. Kontrola tohoto ramene bude v následujícím kroku provedena pro vodorovnou polohu, z důvodu vyššího ohybového momentu. Schéma rozložení sil je patrné z obrázku 4.13. Rameno je vyrobeno z materiálu S355.



Obr. 4.13 Rozložení sil na horním rameni

- **Výpočet maximálního ohybového momentu**

$$\begin{aligned}
 M_{omax} &= F_G \cdot (b - a) + F_R \cdot (b - a - c) \\
 &= 4905 \cdot (1400 - 500) + 82,4 \cdot (1400 - 900 - 500) = \\
 &= 4\,425\,624 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned} \tag{4.30}$$

- **Výpočet tlaku**

$$p_R = \frac{F_G \cdot 2}{S} = \frac{F_G \cdot 2}{775} = 12,6 \text{ N/mm} \tag{4.31}$$

$S = 775 \text{ mm}^2$

Plocha S byla vypočtena programem Inventor.

- **Určení dovolených napětí**

Profil je vyroben z oceli S 235 a dovolené napětí je počítáno ze dvou podmínek:

- 1) Při statickém zatížení nejméně dvojnásobkem nosnosti nevzniknou trvalé deformace

$$\sigma_{o1} = \frac{R_e}{2} = \frac{355}{2} = 177,5 \text{ MPa} \tag{4.32}$$

- 2) Při statickém zatížení nejméně trojnásobkem nosnosti nedojde k porušení konstrukce, i když vzniknou trvalé deformace.

$$\sigma_{o1} = \frac{R_m}{3} = \frac{490}{3} = 163,3 \text{ MPa} \tag{4.33}$$

Kde $R_e = 355 \text{ MPa}$

$R_m = 490 \text{ MPa}$ pro ocel S355[ČSN P CEN/TS 13001-3-1] Dovolené napětí bude bráno vždy to, které má nižší hodnotu.

4.3.1 Kontrola napětí

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{oRmax}}{W_{oR}} + p_R = \frac{4\,184\,329,2}{30\,189} + 12,6 = 151,2 \quad (4.34)$$

$$W_{oR} = 30\,189 \text{ mm}^3 \quad (4.35)$$

$$\sigma_{o1} < \sigma_{dov}$$

$$151,2 < 163,3 \text{ vyhovuje} \quad (4.36)$$

4.4 Kontrola teleskopických tyčí na vzpěrnou pevnost

„K porušení stability dochází v pružné oblasti, tj. napětí od zatěžujících sil leží pod mezí úměrnosti σ_u materiálu prutu. Podmínka:

$$\lambda = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_u}} \geq \lambda_m$$

napětí na mezi vzpěrné pevnosti (kritické napětí):

$$\sigma_{kr} = \frac{F_{kr}}{A} < \sigma_u, \text{ kde } A \text{ je plocha průřezu}$$

Kritická síla

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{4 \cdot l^2}$$

„[1].

$$\lambda = \pi \cdot \sqrt{\frac{210000}{355}} \geq 60 \quad (4.37)$$

$$\lambda = 76,4 \geq 60 \quad (4.38)$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)}{l^2} = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \cdot \frac{\pi}{64} \cdot (65^4 - 61^4)}{1650^2} = 149\,658 \text{ N} \quad (4.39)$$

$$A = 395,8 \text{ mm}^2$$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{7\,283,8}{395,8} = 18,4 < \sigma_u \quad (4.40)$$

σ nepřekročila σ_u , proto nedojde k porušení vzpěrné stability.

4.5 Kontrola čepů v místě 3

Podvozek je napojen na sloup pomocí dvou zajišťovacích čepů, které přenášejí vzniklý ohybový moment M_{3max} . Sloup je dole vyztužen přivařeným ohnutým plechem, který zvětšuje plochu kontaktu čepu se sloupem. Čepy budu kontrolovat na ohyb a střih. Sloup pak na otláčení, jelikož sloup je vyroben z materiálu s nižší pevností.

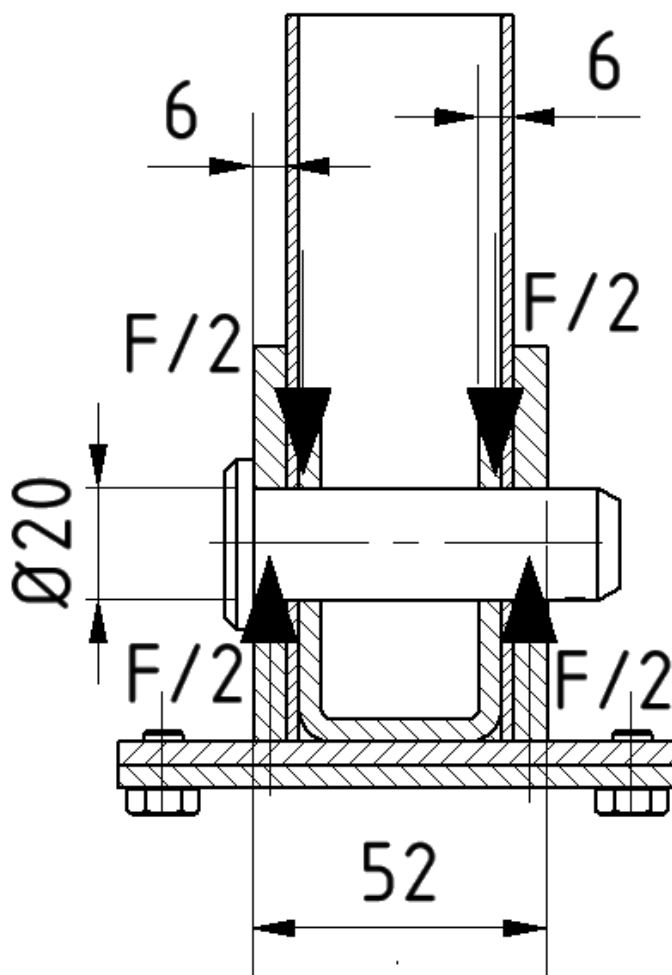
Materiál čepu je 12 090.3 s:

$R_m = 800 \text{ MPa}$ pro ocel 12 090.3 [ČSN P CEN/TS 13001-3-1]

- **Rozklad momentu na silovou dvojici**

Osy čepů jsou umístěny souměrně podle roviny středu sloupu a jsou od sebe vzdáleny 58 mm

$$M_{3max} = F \cdot 58 \Rightarrow F = \frac{M_{3max}}{58} = \frac{5\,075\,558}{58} = 62\,658 \text{ N} \quad (4.41)$$



Obr. 4.14 Čepové spojení sloupu a podvozku

- **Výpočet čepu na ohyb**

$$M_{omax} = \frac{F}{2} \cdot \frac{(52-6)}{2} - \frac{F}{2} \cdot \frac{(52-12)}{2} = \frac{62658}{2} \cdot \frac{46}{2} - \frac{62658}{2} \cdot \frac{40}{2} = 93\,562 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.42)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot D^3}{32} = \frac{\pi \cdot 20^3}{32} = 785,4 \text{ mm}^3 \quad (4.43)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} = \frac{93\,562}{785,4} = 119,1 \text{ MPa} \quad (4.44)$$

- **Výpočet čepu na střih**

$$\tau_s = \frac{F}{2 \cdot S} = \frac{62\,658}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 20^2}{4}} = 99,7 \text{ MPa} \quad (4.45)$$

4.5.1 Kontrola napětí

- **Výpočet redukovaného napětí**

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_s^2} = \sqrt{119,1^2 + 3 \cdot 99,7^2} = 208,7 \text{ MPa} \quad (4.46)$$

$$\sigma_o < \sigma_{dov}$$

$$208,7 < 240 \text{ vyhovuje}$$

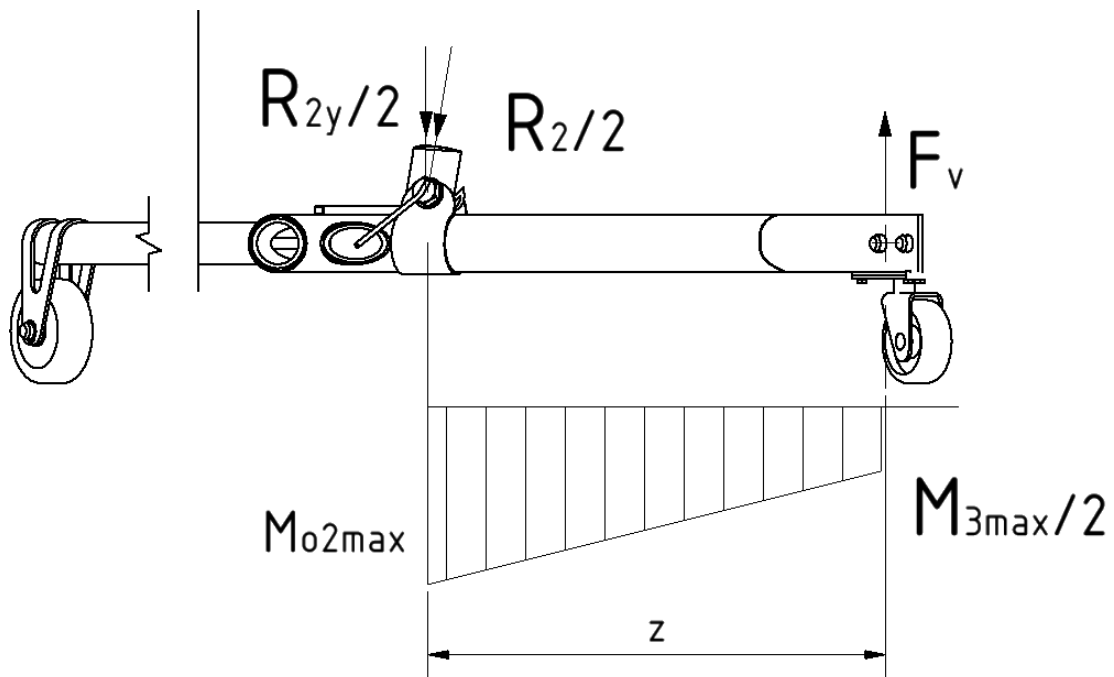
4.5.2 Kontrola sloupu na otlačení

$$p = \frac{F}{2 \cdot D \cdot 6} = \frac{62\,658}{2 \cdot 20 \cdot 6} = 261 \text{ MPa} \quad (4.47)$$

Materiál sloupu je vyroben z oceli S355, k otlačení tedy nedojde.

4.6 Kontrola podvozku

Podvozek je složen ze dvou ramen, které se skládají ze dvou trubek vyztužených v jejich spojích. Konstrukce podvozku je lomená a teleskopické tyče nejsou zapřeny do podvozku ve stejných místech, proto budu uvažovat s teleskopickou tyčí, která je zapřena více ke středu a tudíž vyvolává větší ohybový moment. Podvozek je třeba kontrolovat nejen v místě největšího ohybového momentu, ale také v přechodu na profil menšího průřezu. Obě trubky jsou vyráběné svařováním z materiálu S355J2H.



Obr. 4.15 Maximální ohybový moment na lomené části podvozku

$$z = 551 \text{ mm}$$

$$F_V = F_G + R_{1y} + F_s - R_3 = 4905 + 3\,954,2 - 1436 - 173,6 = 7\,249,6 \quad (4.48)$$

$$M_{o2max} = \frac{M_{o2max}}{2} + \frac{F_V}{2} \cdot z = \frac{4\,811\,256}{2} + \frac{7\,249,6}{2} \cdot 551 = 4\,402\,892 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.49)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}}{32} = \frac{\pi \cdot \frac{70^4 - 50^4}{70}}{32} = 24\,908 \text{ mm}^3 \quad (4.50)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o2max}}{W_o} = \frac{4\,402\,892}{24\,908} = 176,7 \text{ MPa} \quad (4.51)$$

- Určení dovolených napětí pro trubky podvozku**

$$\sigma_{o1} = \frac{R_e}{2} = \frac{355}{2} = 177,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o1} = \frac{R_m}{2} = \frac{490}{3} = 163,3 \text{ MPa}$$

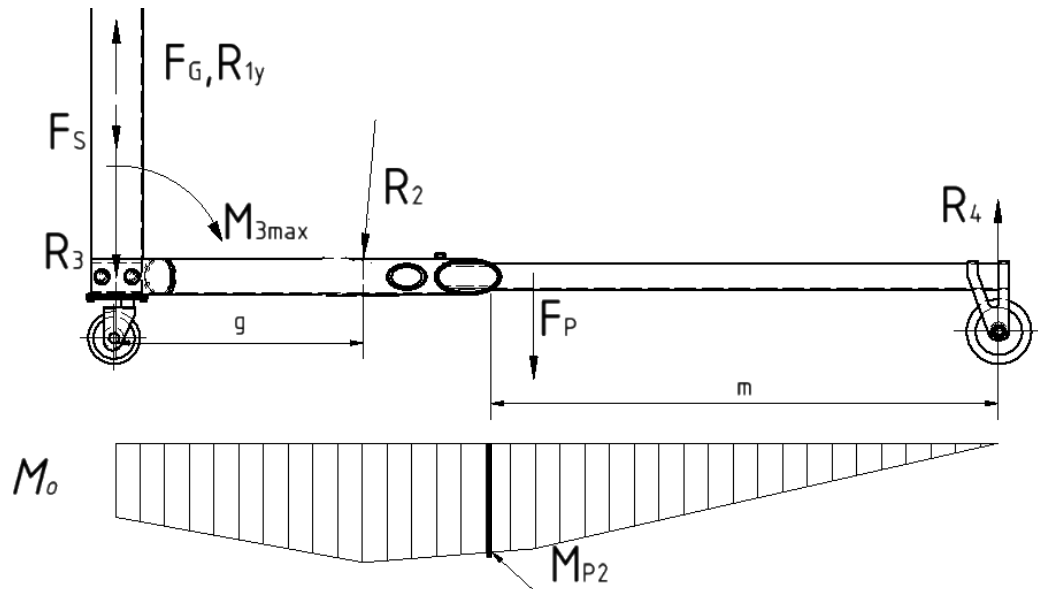
$$\sigma_o < \sigma_{dov}$$

$$176,7 < 163,3 \text{ nevyhovuje}$$

Změna průměru trubky na vyšší by přinesla nežádané zvýšení hmotnosti a zbytečné předimenzování této části podvozku. Bezpečnost této části podvozku je tedy snížena o 8%.

- **Kontrola menší trubky v zalomení podvozku**

Druhým kritickým místem na podvozku je spoj obou trubek, kde má druhá trubka podstatně menší průměr. Ve spoji je vyztužena tlustostěnnou trubkou oceli S355. Síla F_P je poměrně malá a na malém rameni, proto je ve výpočtu zanedbám.



Obr. 4.16 napětí na trubce menšího průměru

$$m = 978 \text{ mm}$$

$$M_{P2} = \frac{R_4}{2} \cdot m = 6\,748 \cdot 978 = 3\,299\,772 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.54)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}}{32} = \frac{\pi \cdot \frac{50^4 - 38^4}{50}}{32} = 19\,805 \text{ mm}^3 \quad (4.55)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} = \frac{3\,299\,772}{19\,805} = 166,1 \text{ MPa} \quad (4.56)$$

- **Určení dovolených napětí pro trubky podvozku**

$$\sigma_{o1} = \frac{R_e}{2} = \frac{355}{2} = 177,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o1} = \frac{R_m}{2} = \frac{490}{3} = 163,3 \text{ MPa}$$

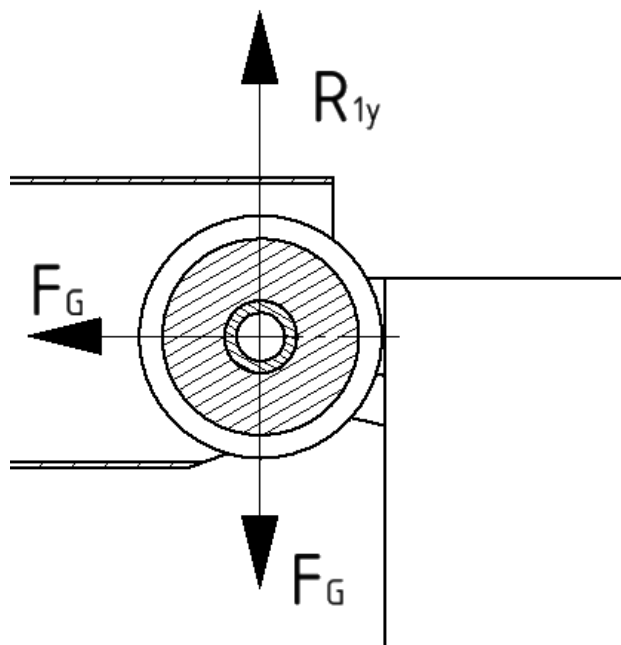
$$\sigma_o < \sigma_{dov}$$

$$166,1 < 163,3 \text{ nevyhovuje}$$

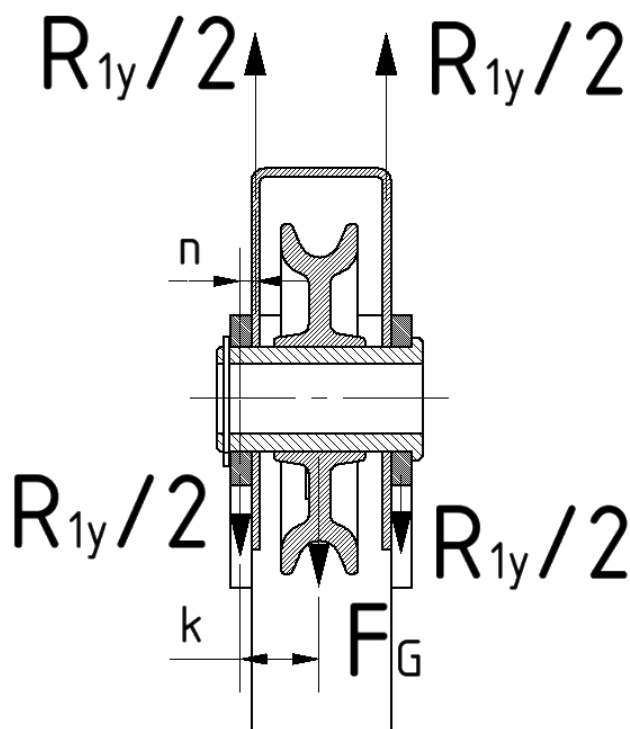
Ze stejného důvodu není třeba předdimenzovat tuto část podvozku. Rozdíl v tomto případě činí 1,6%

4.7 Kontrola čepu spoje ramene a sloupu

Na čep působí dvě síly od lana přes kladku a reakční síla R_{1y} . V kritické poloze s vodorovným ramenem je síla R_{1y} větší, proto budu čep kontrolovat pro tento případ. Čep je vyroben z materiálu S235. Průměr čepu $D=30\text{mm}$, malý průměr $d=20\text{ mm}$.



Obr. 4.17 Řez středem čepu a kladky



Obr. 4.18 Síly na čepu spoje kladky s ramenem

$$k=22,5 \text{ mm}$$

$$n=4,25 \text{ mm}$$

Maximální ohybový moment v rovině rovnoběžné s ramenem:

$$M_{ovmax} = \frac{F_G}{2} \cdot \frac{k}{2} = \frac{4905}{2} \cdot \frac{22,5}{2} = 27\,590 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.57)$$

Maximální ohybový moment v rovině kolmé na rameno:

$$M_{osmax} = \frac{R_{1y}}{2} \cdot \frac{k}{2} - \frac{R_{1y}}{2} \cdot \frac{(k-n)}{2} = \frac{3\,954,2}{2} \cdot \frac{22,5}{2} - \frac{3\,954,2}{2} \cdot \frac{(22,5-4)}{2} = 3\,954,2 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.58)$$

Redukovaný moment

$$M_{red} = \sqrt{M_{ovmax}^2 + M_{osmax}^2} = \sqrt{27\,590^2 + 3\,954,2^2} = 28\,270 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.59)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}}{32} = \frac{\pi \cdot \frac{30^4 - 20^4}{30}}{32} = 2\,127 \text{ mm}^3 \quad (4.60)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} = \frac{28\,270}{2\,127} = 13,3 \text{ MPa} \quad (4.61)$$

- **Určení dovolených napětí**

$$\sigma_o = \frac{R_e}{2} = \frac{235}{2} = 117,5 \text{ MPa}$$

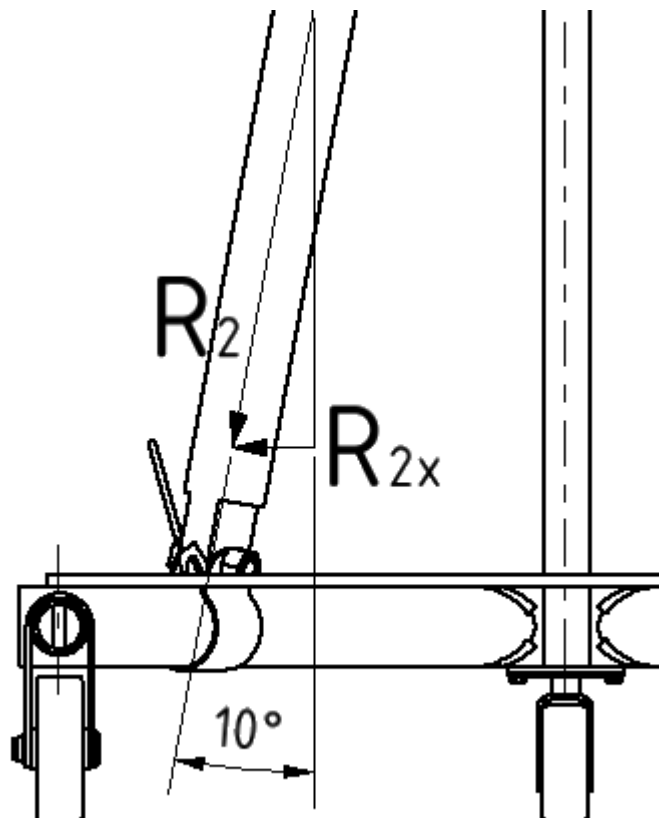
$$\sigma_o = \frac{R_m}{2} = \frac{340}{3} = 113,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o < \sigma_{dov}$$

$$13,3 < 113,3 \text{ vyhovuje}$$

4.8 Kontrola zajištění podvozku proti rozšíření

V podvozku je tenkostěnný profil obdélníkového průřezu se dvěma kolíky, který zajišťují polohu zasunutých tyčí podvozku do sebe a zároveň zachycuje vodorovnou složku síly R_{2x} v teleskopické tyči. Pro výpočet použiji polohu s vyklopeným ramenem, která vyvolává vyšší osovou sílu v teleskopických tyčích. Materiál profilu jsem zvolil S235.



Obr. 4.19 Zachycení síly R_{2x}

$$R_{2x} = R_2 \cdot \sin 10 = 7\,283,8 \cdot \sin 10 = 1\,264,8 \text{ MPa} \quad (4.61)$$

Napětí tenkostěnného profilu

$$\sigma_t = \frac{F}{S} = 2 \cdot \frac{R_{2x}}{S} = 2 \cdot \frac{1\,264,8}{54,2} = 46,7 \text{ MPa} \quad (4.62)$$

Plocha tenkostěnného obdélníkového profilu $S=54,2 \text{ mm}^2$ byla zjištěna v programu Inventor.

- **Určení dovolených napětí**

$$\sigma_o = \frac{R_e}{2} = \frac{235}{2} = 117,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o = \frac{R_m}{2} = \frac{340}{3} = 113,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o < \sigma_{dov}$$

$$46,7 < 113,3 \text{ vyhovuje}$$

5 Stabilita přepravního zdvihadla

Manipulátory musí zůstat stabilní ve všech pracovních uspořádáních. Proto je vybaven dvěma teleskopickými přidržovači polohy, které zabrání zhoupnutí břemene na paletě při jeho zvedání, kdy dochází k vyvážení polohy těžiště břemene vůči přepravnímu zdvihadlu. Další úvaha nad stabilitou je ovlivněna provozními podmínkami, které jsou popsány níže v kapitole 6.

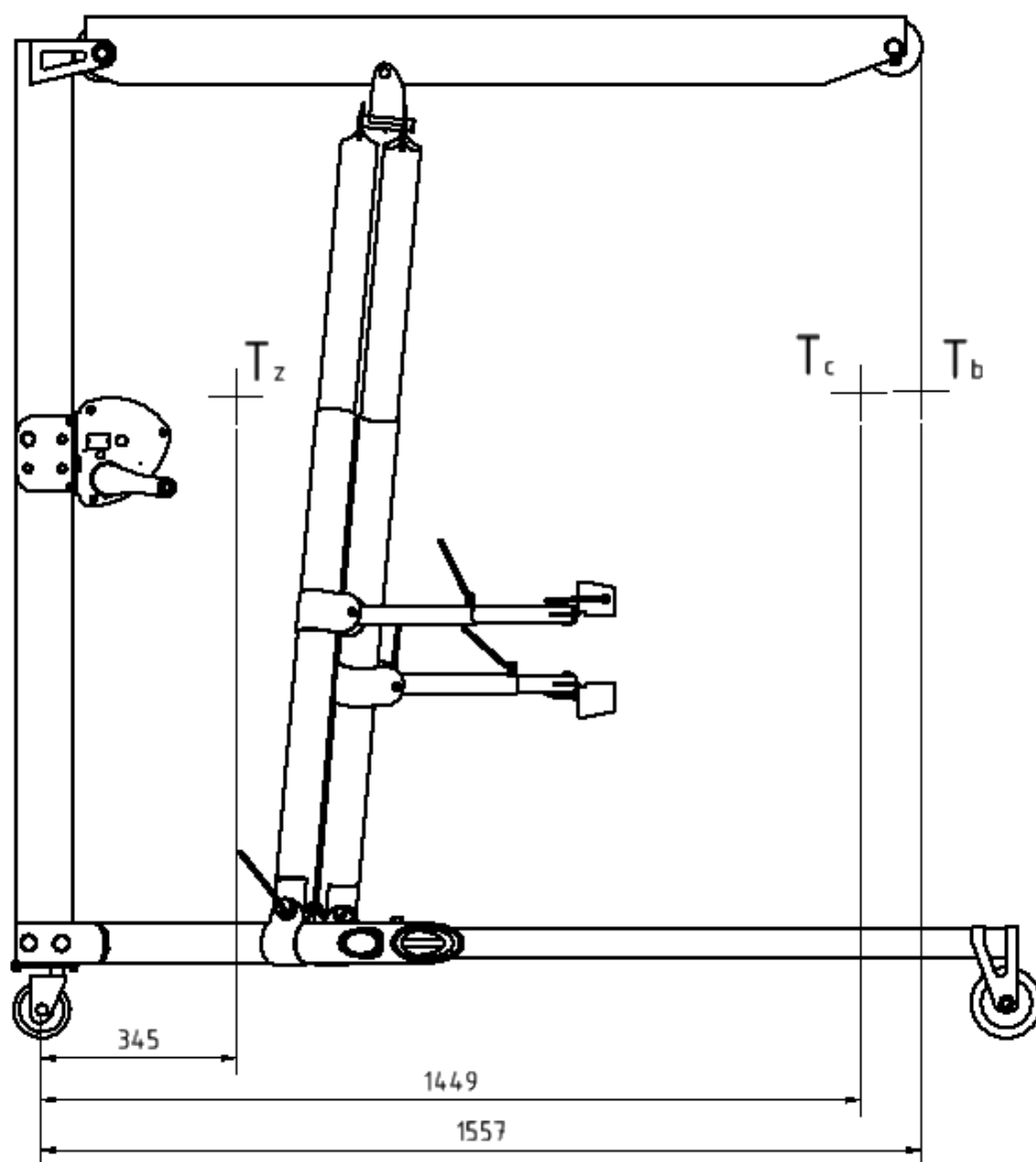
Přepravní zdvihadlo je považováno za stabilní, není-li hák v šikmé poloze. Háček musí být před zvednutím břemene umístěn nad těžiště zvedaného břemene.

Na obrázku 5.1 jsou vyznačeny klopné hrany, které uzavírají trojúhelník. Díky předpokladu, že těžiště břemene bude vždy umístěno pod hák, který bude ve svislé poloze, můžeme počítat bezpečnost proti překlopení ve dvou směrech.

- 1) Překlopení zdvihadla dopředu
- 2) Překlopení zdvihadla doboku

5.1 Překlopení zdvihadla dopředu

Díky maximálnímu dosahu ramene ve vodorovné poloze, je těžiště břemene a tudíž i těžiště celé zatížené konstrukce blíže předním kolečkům, přes které se zdvihadlo může překlopit. Proto tuto polohu budu dále kontrolovat na překlopení dopředu.



Obr. 5.1 Převážní zdvihadlo ve vodorovné poloze

Legenda

T_z – těžiště převážního zdvihadla

T_c – celkové těžiště

T_b – těžiště břemene

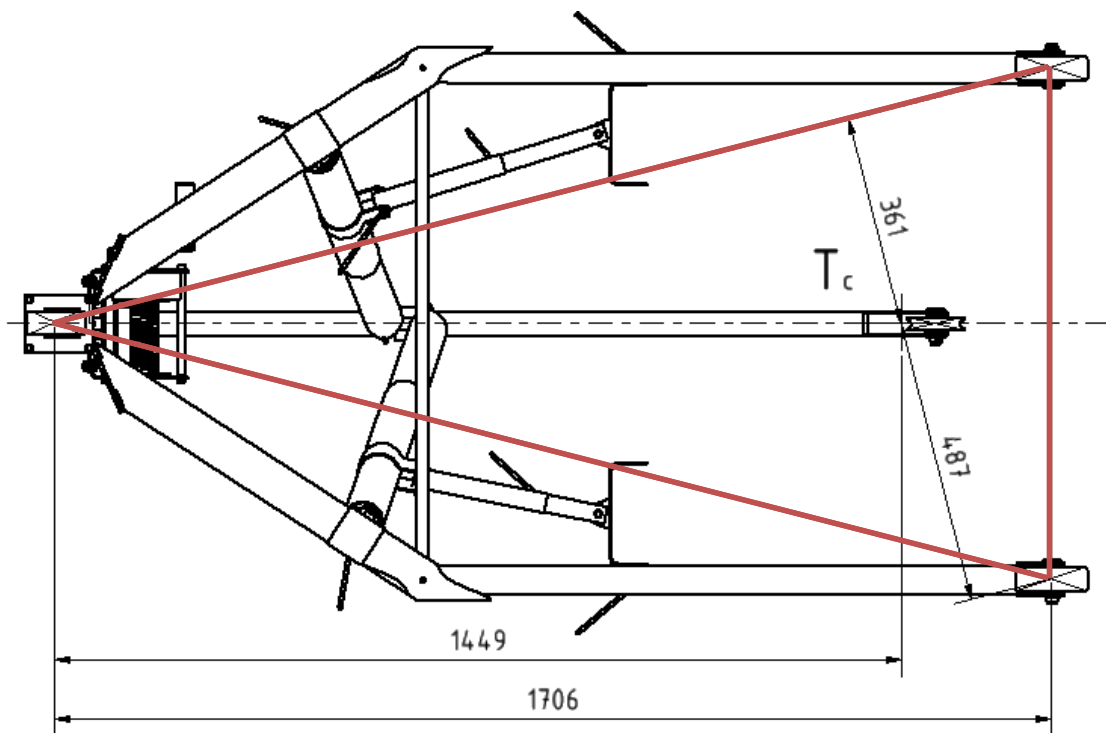
Těžiště převážního zdvihadla bylo vypočteno pomocí programu Inventor.

- **Výpočet polohy celkového těžiště T_c :**

Tíha převážního zdvihadla $G_z=580$ N

Tíha břemene $G_b=4905$ N

$$\begin{aligned}
 \sum M = 0 &\Rightarrow G_z \cdot 345 + G_b \cdot 1\,557 = T_c \cdot x \Rightarrow x = \frac{G_z \cdot 345 + G_b \cdot 1\,557}{(G_z + G_b)} \\
 &= \frac{580 \cdot 345 + 4905 \cdot 1\,557}{(580 + 4905)} \\
 &= 1449 \text{ mm}
 \end{aligned}
 \tag{6.1}$$



Obr. 5.2 Převážné zdvihadlo ve vodorovné poloze

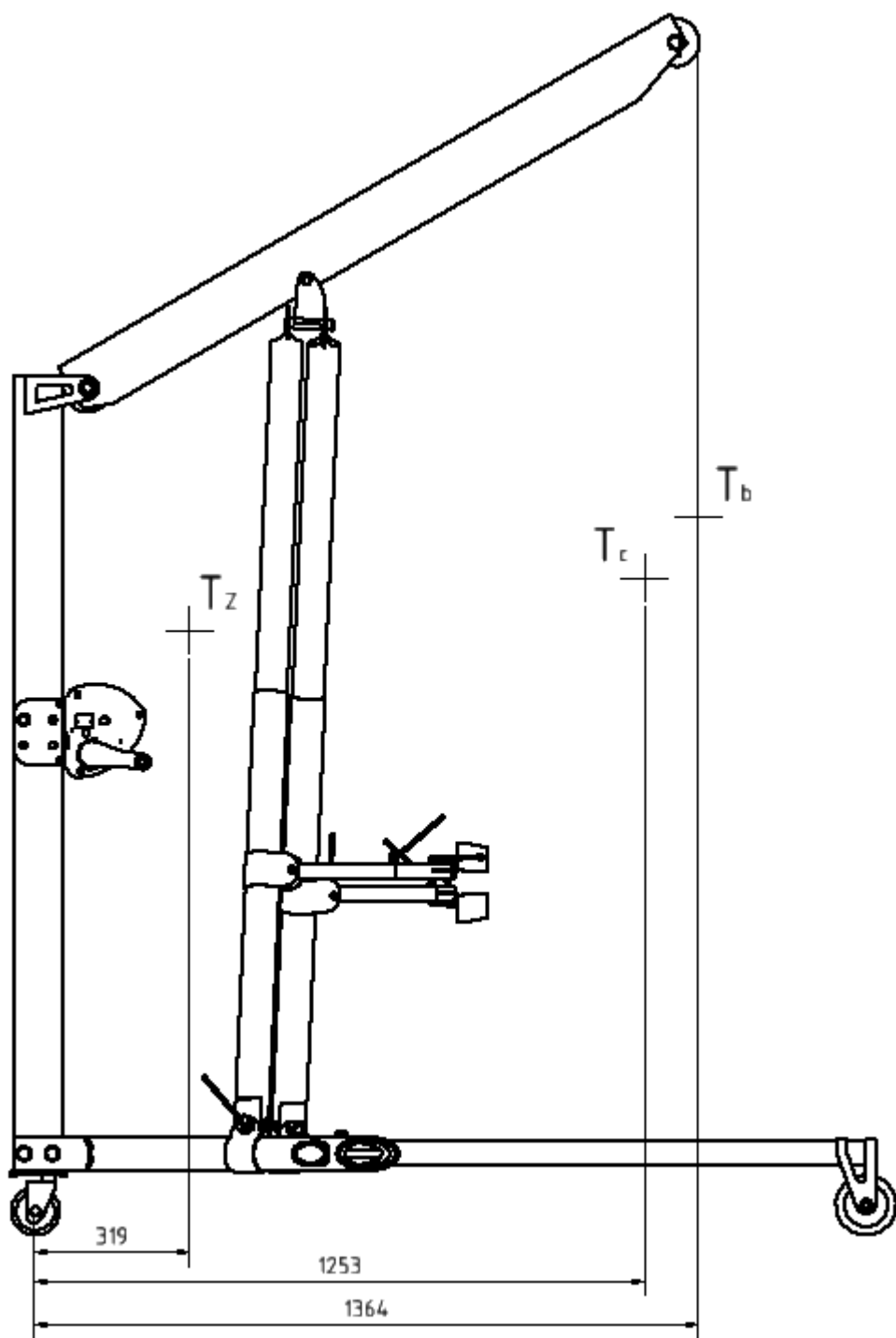
Na obrázku 5.2 je pohled zespodu na přepravní zdvihadlo, kde jsou vyznačené klopné hrany červenou čarou. Bezpečnost proti překlopení dopředu je tedy poměr vzdálenosti mezi zadním kolem a předními koly ke vzdálenosti zadního kola k těžišti.

$$K_1 = \frac{1706}{1449} = 1,18 \tag{6.2}$$

V případě, že při zvedání břemene nebude jeho těžiště za předními koly, zadní kolo se nadzvedne a zdvihadlo na předních nebrzděných kolech popojede k těžišti, čímž se dostane do těžiště do prostoru ve kterém se zdvihadlo nepřeklopí.

5.2 Překlopení zdvihadla doboku

V druhé kritické poloze, kde je rameno vyklopeno nahoru, se těžiště břemene přibližuje více zadnímu kolu, tudíž z hlediska překlopení dopředu je tato poloha bezpečnější. Těžiště je však blíže bočním klopným hranám, které jsou tvořeny spojením zadního kola s předními.



Obr. 5.3 Přepravní zdvihadlo ve vyklopené poloze

Legenda

T_z – těžiště přepravního zdvihadla

T_c – celkové těžiště

T_b – těžiště břemene

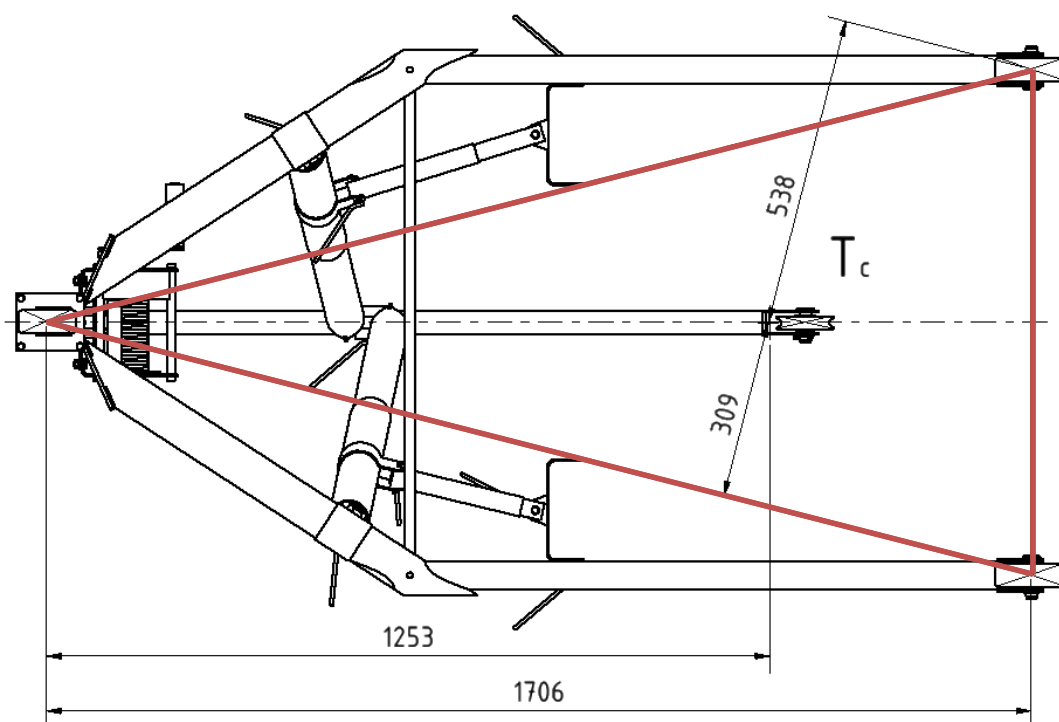
Těžiště přepravního zdvihadla bylo vypočteno pomocí programu Inventor.

- **Výpočet polohy celkového těžiště T_c :**

Tíha přepravního zdvihadla $G_z=580$ N

Tíha břemene $G_b=4905$ N

$$\begin{aligned}\sum M = 0 &\Rightarrow G_z \cdot 319 + G_b \cdot 1\,364 = T_c \cdot x \Rightarrow x = \frac{G_z \cdot 319 + G_b \cdot 1\,364}{(G_z + G_b)} \\ &= \frac{580 \cdot 319 + 4905 \cdot 1\,364}{(580 + 4905)} \\ &= 1\,253 \text{ mm}\end{aligned}\quad (6.3)$$



Obr. 5.4 Přepravní zdvihadlo ve vyklopené poloze

V pohledu zespodu na obr. 5.4 je celkové těžiště T_c blíže klopným hranám spojující zadní kolo s předními. Bezpečnost proti překlacení do boku je tedy poměr vzdáleností klopné hrany s předním kolem ke vzdálenosti celkového těžiště T_c s klopnou hranou.

$$K_1 = \frac{535 + 309}{309} = 1,56 \quad (6.4)$$

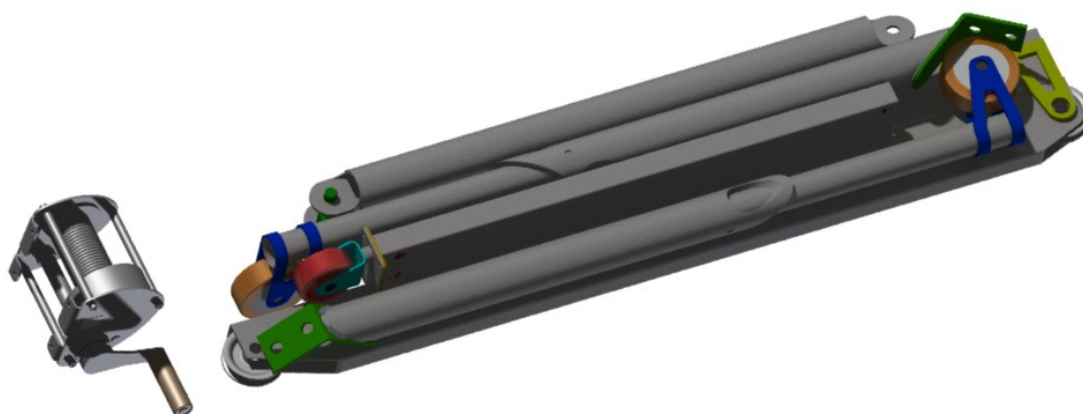
6 Manipulace se zdvihadlem

Veškeré spoje, které jsou nutné rychle rozmontovat, jsou spojeny pomocí čepů.

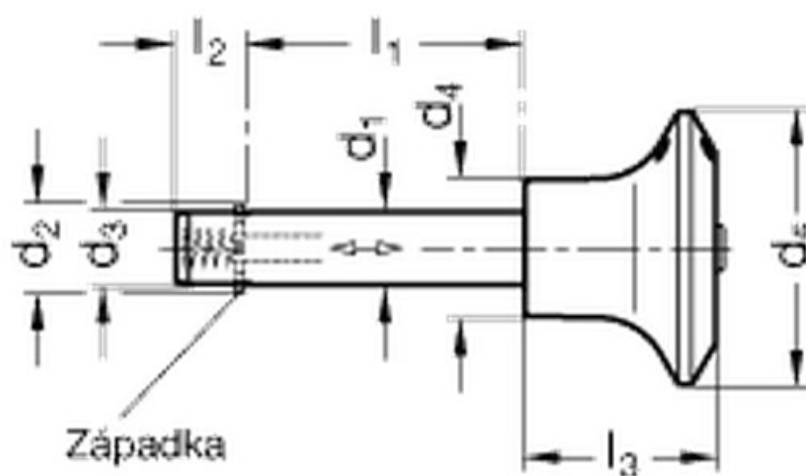
Teleskopické tyče jsou demontovatelné díky třem čepům vybaveným závitem a madlem, kdežto zadní dělený sloup je spojen zajišťovacími čepy viz obr 6.2.

Podvozek je ke sloupu zajištěn také dvěma zajišťovacími čepy.

Po rozložení jsou do sebe částečně zasunuty jednotlivé části podvozku. Horní rameno je po sklopení rovnoběžně se sloupem a při běžném používání se nerozebírá, stejně jako teleskopické tyče, které jsou spojeny konzolí s čepem.



Obr. 6.1 Sbalené přepravní zdvihadlo



Obr. 6.2 Zajišťovací čep

6.1 Provozní předpisy

1. Dodržujte platné předpisy BOZP
2. Je zakázáno pobývat v manipulační zóně zdvihadla
3. Osoby, které obsluhují jeřáb, musí splňovat následující podmínky
 - a) věk 18 let,
 - b) zdravotní stav, který umožňuje obsluhu přepravního zdvihadla,
 - c) byly proškoleny.
4. Zařízení je možné používat pouze na vodorovném, rovném, a patřičně pevném terénu. Na pracovní ploše se nesmí vyskytovat žádné předměty, které by ztěžovaly pohyb koleček.
5. Všechny zvedané objekty je nutné předem váhově odhadnout dle nosnosti. Jeřáb se nesmí přetížít.
6. Je zakázáno zvedat předměty, pokud je hák v šikmé poloze. Hák musí být před zvednutím předmětu umístěn nad těžiště zvedaného předmětu
7. Než začneme pohybovat se zatíženým zdvihadlem, musíme položit paletu na podvozek. V případě užšího břemene, které by propadlo mezi podvozkem, případně snížit zvedaný náklad na výšku cca 5 cm nad rovinu povrchu, ne výš.
8. Je zakázáno pomocí jeřábu zvedat předměty s něčím spojené – přimrzlé, přilepené, zakopané do země nebo jakkoliv jinak připevněné.
9. Pokud se jeřáb nebo jeho část poškodí, spusťte náklad a nezvedejte jej, dokud se závada neodstraní, nepouštějte do jeho blízkosti nepovolané osoby. Pokud závada neumožňuje spuštění nákladu, je nutné tuto oblast dosahu přepravního zdvihadla ohraničit a pověsit výstražnou tabuli.
10. Vyhybejte se trhavým pohybům jak při spouštění tak při pohybu se zatíženým zdvihadlem.

7 Závěr

Cílem mé diplomové práce bylo navrhnout přepravní zdvihadlo s nosností 500 kg, které bude schopno naložit zadními dveřmi břemeno do nákladního skříňového dodávkového automobilu. Kde zdvih bude prováděn pomocí ručního lanového navijáku, který již firma Brano vyrábí. Poté, co jsem provedl průzkum trhu, jsem si vybral několik klíčových prvků konstrukce a s těmi následně pracoval. Zdvihadlo splňuje všechny zadané požadavky. Původně byla tato práce jako koncept, nyní je však toto zdvihadlo ve fázi výroby. Poté bude zkoušena jeho funkčnost a posléze bude následovat optimalizace jednotlivých dílů. Tomuto navrženému zdvihadlu jsem poté pevnostně zkontroloval jeho klíčové prvky v kritických uzlech. Zdvihadlo jsem kontroloval pro obě kritické polohy, ve kterých se může nacházet. V příloze je přiložen sestavný výkres zdvihadla s výkresem svarku přední části podvozku.

7.1 Vyhodnocení cílů

Konstrukce celého přepravního zdvihadla váží 58 kg včetně lanového navijáku, který se po odzkoušení prototypu bude dále optimalizovat kvůli redukci váhy. Nosnost celé konstrukce se shoduje s nosností lanového navijáku, který je dimenzován na 500 kg. Dalším požadavkem na konstrukci bylo naložení palety s nákladem, čehož jsem dosáhl díky tomu, že se zdvihadlem je možné zajet cca 1500 mm do nákladního prostoru automobilu, Rozměry složeného zdvihadla jsou pak 240 x 287 x 1500 bez optimalizovaného lanového navijáku, s ním jsou pak rozměry 240 x 342 x 1500. I tak jsou však splněny vstupní parametry. Díky zajišťovacím čepům a čepům se závitem se celé zdvihadlo složí spojením pouhých 8 dílů, čímž je zajištěna rychlá smontovatelnost.

8 Seznam použité literatury

- [1] ČSN EN 14238. *Jeřáby: Ručně vedená manipulační zařízení*. Královo Pole: Královo Pole Cranes, 2010.
- [2] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005, 907 s. ISBN 80-736-1011-6.)
- [3] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: Spojovací části strojů. Návrh, výpočet konstrukce*. 1. Vydání. Ostrava: Monatanex a.s., 2000. 225s. ISBN 80-7225-018-3.
- [4] NĚMČEK, M. : *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*. Druhé vydání Skripto VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8, 111 s.
- [5] <http://www.schudky.cz/Skladaci-dilensky-jeřab-1000-kg-p-2642.html>
- [6] http://www.northerntool.com/shop/tools/product_74569_74569
- [7] <http://www.amazonsupply.com/genie-advantage-capacity-height-transport/dp/B004QTPJN4>
- [8] <http://www.tvojeprvovozovna.cz/zvedaci-systemy/dilenske-jeřaby//dilensky-jeřab-pro-euro-palety-186048/>
- [9] ŠEBEK ING., Radim. [online]. *Mechanika - Statika*. [cit. 2014-03-06].
- [10] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [11] PROF. ING. TREBUŇA, CSC., František. *Tenkostenné nosné prvky a konstrukcie*. 1. vyd. Košice: Viena, 1999, 1159 s. ISBN 80-7099-444-4.
- [12] *Tabulky materiálů a předvýrobků pro strojírenství*. 1. Vyd. Ostrava: Montanex, 2000, 263 s. Technické příručky (Montanex). ISBN 80-722-5017-5.
- [13] HOFMANN, Petr. *Technologie montáže*. Vyd. 1. Plzeň: Vydavatelství Západočeské univerzity, 1997, 90 s. Technické příručky (Montanex). ISBN 80-708-2382-8.
- [14] <http://www.ferona.cz/cze/katalog/search.php>

9 Seznam příloh

- | | |
|--|-------------------|
| 1) Diplomová práce na CD | |
| 2) Sestavný výkres přepravního zdvihadla | PZ_01 |
| 3) Sestavný výkres podvozek50L | PZ_01_04_L_131205 |